



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

MODELADO, SIMULACIÓN Y ANÁLISIS CON MSC.ADAMS.
APLICACIÓN A RODAMIENTOS CON DEFECTOS
EN UNA PISTA DE RODADURA

Autor: **Alejandro Hernández Fraile**

Tutor: **Higinio Rubio Alonso**

Leganés, 5 de septiembre de 2011

Título: **MODELADO, SIMULACIÓN Y ANÁLISIS CON MSC.ADAMS.
APLICACIÓN A RODAMIENTOS CON DEFECTOS EN UNA
PISTA DE RODADURA.**

Autor: **Alejandro Hernández Fraile**

Director: **Higinio Rubio Alonso**

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 5 de septiembre de 2011 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero dar las gracias a mi mujer por su paciencia infinita, su fe ciega y por creer siempre en mí. Ha estado siempre a mi lado, en los buenos, pero sobre todo, en los malos momentos. Ha sido mi luz en las tinieblas. Te quiero Vanessa.

Mis padres han sido otro pilar fundamental en todos estos meses. Si hoy estoy aquí, es gracias a su sacrificio, apoyo y amor incondicional. Les quiero casi tanto como ellos a mí.

En estos agradecimientos no puede faltar mi hermano. A su manera me entiende mejor que mucha gente y nunca me ha juzgado. Te quiero nene.

Y, por último, darle las gracias a mi tutor Higinio por no dejarme en la estacada, por su guía y sus consejos.

A todos vosotros, muchas gracias.

RESUMEN

El presente proyecto trata, como objetivo principal, el modelado y simulación de sistemas de rodamiento empleando el software MSC.Adams incluyendo defectos de geometría diversa en sus pistas de rodadura.

Para la consecución del objetivo principal se ha realizado el análisis cinemático y dinámico de un rodamiento genérico de anillo exterior fijo y establecimiento de las condiciones que regirán nuestros modelos de rodamiento. También se ha realizado un breve estudio del comportamiento vibratorio de los rodamientos con defectos localizados y modelo de señales de vibración para rodamientos.

Se realiza el modelado y posterior simulación de modelos multi-cuerpo de rodamiento, todos ellos basados en un rodamiento de nueve cilindros de geometría libre sobre el que se incluyen distintos tipos de defectos en ambas pistas de rodadura a distintas velocidades.

Por último, se efectúa la comparativa de los resultados obtenidos de las diversas simulaciones realizadas con los dos modelos de rodamiento.

Palabras clave: Rodamiento, defectología, cinemática, dinámica, modelado, simulación.

ABSTRACT

This project is, as its main objective, modeling and simulation using the software bearing MSC.Adams including defects of geometry in different raceways.

To achieve the main objective has been conducted kinematic and dynamic analysis of a bearing outer ring generic fixed and setting the conditions under which our models bearing. It has also made a brief study of the vibrational behavior of bearings with localized defects and model of bearing vibration signals.

It performs the modeling and simulation models further multi-body rolling, all based on a rolling nine-cylinder free geometry book that includes different types of defects in both raceways at various speeds.

Finally, carry out the comparative results of various simulations with both models bearing.

Keywords: Bearing, defectology, kinematics, dynamics, modeling, simulation.

ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 MOTIVACIÓN	2
1.2 OBJETIVOS	4
1.3 FASES DE DESARROLLO	5
1.4 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.....	7
 2. RODAMIENTOS.....	9
2.1 INTRODUCCIÓN A LOS RODAMIENTOS.....	10
2.2 TIPOS DE RODAMIENTOS	15
2.2.1 SEGÚN LA DIRECCIÓN DE LA CARGA.....	15
2.2.1.1 RODAMIENTOS RADIALES	15
2.2.1.2 RODAMIENTOS AXIALES.....	15
2.2.1.3 RODAMIENTOS DE CONTACTO ANGULAR	15
2.2.2 SEGÚN LA RÍGIDEZ DEL RODAMIENTO	15
2.2.2.1 RODAMIENTOS RÍGIDOS	15
2.2.2.2 RODAMIENTOS ROTULADOS.....	16
2.2.3 SEGÚN EL ELEMENTO RODANTE.....	16
2.2.3.1 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS	16
2.2.3.2 RODAMIENTOS DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR.....	18
2.2.3.3 RODAMIENTOS DE AGUJAS.....	20
2.2.3.4 RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS.....	24
2.2.3.5 RODAMIENTOS DE RODILLOS CILÍNDRICOS DE EMPUJE.....	24
2.2.3.6 RODAMIENTOS AXIALES DE RODILLOS A RÓTULA	25
2.2.3.7 RODAMIENTOS DE BOLAS A RÓTULA	25
2.2.3.8 RODAMIENTOS DE RODILLOS CILÍNDRICOS	25
2.2.3.9 RODAMIENTOS DE RODILLOS A RÓTULA	26
2.2.3.10 RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE SIMPLE EFECTO.....	26
2.2.3.11 RODAMIENTOS DE AGUJA DE EMPUJE	26
2.3 RODAMIENTOS PARA CONDICIONES ESPECIALES	27
2.3.1 RODAMIENTOS HÍBRIDOS	27
2.3.2 RODAMIENTOS CON AISLANTE.....	27
2.3.3 RODAMIENTOS PARA ALTAS/BAJAS TEMPERATURAS	28
2.3.4 RODAMIENTOS CON SOLID OIL.....	29

2.3.5 RODAMIENTOS DE MATERIAL POLIMÉRICO	30
2.3.6 RODAMIENTOS CON SENSORES	31

3. DEFECTOLOGÍA EN RODAMIENTOS.....33

3.1 DEFECTOLOGÍA EN RODAMIENTOS 34

3.1.1 DESGASTE 36

3.1.1.1 DESGASTE PRODUCIDO POR PARTÍCULAS ABRASIVAS.....36

3.1.1.2 DESGASTE PRODUCIDO POR LUBRICACIÓN INADECUADA36

3.1.1.3 DESGASTE PRODUCIDO POR VIBRACIÓN37

3.1.2 MUESCAS..... 38

3.1.2.1 MUESCAS PRODUCIDAS POR DEFECTO DE MONTAJE O SOBRECARGA38

3.1.2.2 MUESCAS PRODUCIDAS POR PARTÍCULAS EXTRAÑAS39

3.1.3 ADHERENCIAS 40

3.1.3.1 ADHERENCIA DE EXTREMOS DE RODILLOS Y PESTAÑAS DE GUÍA40

3.1.3.2 ADHERENCIA POR PATINADO DE RODILLOS Y CAMINOS DE RODADURA.....41

3.1.3.3 ADHERENCIA DE CAMINOS A INTERVALOS CORRESPONDIENTES AL ESPACIO ENTRE
RODILLOS41

3.1.3.4 ADHERENCIA DE SUPERFICIES EXTREMAS.....42

3.1.3.5 ADHERENCIA DE SUPERFICIES INTERNAS43

3.1.4 FATIGA SUPERFICIAL 43

3.1.5 CORROSIÓN 44

3.1.5.1 ÓXIDO PROFUNDO45

3.1.5.2 CORROSIÓN DE CONTACTO.....46

3.1.6 AVERÍA PRODUCIDA POR PASO DE CORRIENTE ELÉCTRICA..... 46

3.1.7 DESCONCHADO O DESCASCARILLADO 47

3.1.7.1 DESCONCHADO PRODUCIDO POR PRECARGA48

3.1.7.2 DESCONCHADO PRODUCIDO POR COMPRESIÓN OVAL.....49

3.1.7.3 DESCONCHADO PRODUCIDO POR COMPRESIÓN AXIAL49

3.1.7.4 DESCONCHADO PRODUCIDO POR DESALINEACIÓN50

3.1.7.5 DESCONCHADO PRODUCIDO POR MUESCA.....50

3.1.7.6 DESCONCHADO PRODUCIDO POR ADHERENCIAS.....50

3.1.7.7 DESCONCHADO PRODUCIDO POR ÓXIDO PROFUNDO Y CORROSIÓN DE CONTACTO50

3.1.7.8 DESCONCHADO PRODUCIDO POR ACANALADURAS O CRÁTERES51

3.1.8 GRIETAS 51

3.1.9 AVERÍAS DE LA JAULA..... 53

3.1.9.1 VIBRACIONES.....53

3.1.9.2 VELOCIDAD EXCESIVA.....54

3.1.9.3 DESGASTE	54
3.1.9.4 GRIPADO.....	55
3.1.9.5 OTRAS CAUSAS DE AVERÍA DE LA JAULA	55
3.2 COMPORTAMIENTO VIBRATORIO DE LOS RODAMIENTOS CON DEFECTOS LOCALIZADOS	56
3.2.1 FRECUENCIAS ROTACIONALES	56
3.2.1.1 MODELADO DE SEÑALES DE VIBRACIÓN DE COJINETES RODANTES.....	59
3.2.2 CINEMÁTICA Y DINÁMICA DE LOS RODAMIENTOS	62
4. PROGRAMA ADAMS	69
4.1 DESCRIPCIÓN DEL MSC.ADAMS	70
4.1.1 INFORMACIÓN DEL FABRICANTE	71
4.1.2 VISIÓN GENERAL	71
4.1.3 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE MSC.ADAMS	73
4.1.4 PAQUETES DE LA VERSIÓN MSC.ADAMS	74
4.1.4.1 ADAMS/AIRCRAFT	74
4.1.4.2 ADAMS/CAR Y ADAMS/CAR REAL TIME	74
4.1.4.3 ADAMS/CHASSIS.....	75
4.1.4.4 ADAMS/DRIVELINE	76
4.1.4.5 ADAMS/ENGINE	77
4.1.4.6 ADAMS/FLEX	77
4.1.4.7 ADAMS/INSIGHT.....	78
4.1.4.8 ADAMS/RAIL.....	78
4.1.4.9 ADAMS/SOLVER	79
4.1.4.10 ADAMS/VIEW	79
4.1.4.11 ADAMS/POSTPROCESSOR	80
5. MODELIZADO DEL SISTEMA DINÁMICO	81
5.1 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO A MODELAR.....	82
5.2 ESQUEMA Y DIMENSIONES	85
5.3 INICIO DE ADAMS/VIEW, UNIDADES Y GRAVEDAD	86
5.4 CREACIÓN DEL ANILLO EXTERNO FIJO	87
5.5 CREACIÓN DEL ANILLO INTERNO	88
5.6 CREACIÓN DE LOS RODILLOS CILÍNDRICOS	89
5.7 CREACIÓN DEL EJE ROTOR.....	91
5.8 CREACIÓN DE LA JAULA.....	92
5.8.1 JAULA DE MUELLES	93

5.8.2 JAULA DE BARRAS	96
5.9 CREACIÓN DE LAS JUNTAS.....	97
5.10 CREACIÓN DE CONTACTOS	100
5.11 CREACIÓN DE MOVIMIENTO	101
5.11.1 MEDIANTE ACTUADOR DE ROTACIÓN.....	101
5.11.2 MEDIANTE PAR DE ROTACIÓN	102
5.12 VERIFICACIÓN DE LOS MODELOS.....	103
6. DISEÑO DE LAS SIMULACIONES Y PARÁMETROS DE LA SIMULACIÓN... 	105
6.1 SIMULACIÓN DE MODELOS. PARÁMETROS DE SIMULACIÓN	106
6.1.1 EL PANEL DE SIMULACIÓN	106
6.1.2 AJUSTE DEL TIEMPO DE DURACIÓN	106
6.1.3 AJUSTE DE LOS PASOS DE TIEMPO	107
6.1.4 AJUSTE DE LOS CONTACTOS	108
6.1.5 ANIMACIÓN DEL MODELO.....	109
6.1.6 POSTPROCESADOR.....	109
6.1.7 EXPORTACIÓN DE DATOS DE ADAMS/VIEW A EXCEL.....	112
6.2 DISEÑO DE LAS SIMULACIONES	114
7. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS A BAJAS VELOCIDADES ANGULARES	119
7.1 SIMULACIÓN A MUY BAJAS VELOCIDADES SIN DEFECTO EN PISTA DE.....	120
RODADURA.....	120
7.1.1 SIMULACIÓN CON JAULA DE MUELLES.....	120
7.1.1.1 SIN TAPAS DE CIERRE.....	120
7.1.1.2 CON TAPAS DE CIERRE.....	121
7.1.2 SIMULACIÓN CON JAULAS DE BARRAS	123
7.1.2.1 CON JAULA DE BARRAS A 60 RPM.....	123
7.1.2.2 CON JAULA DE BARRAS A 30 RPM.....	126
7.1.2.3 CON JAULA DE BARRAS A 120 RPM.....	127
7.2 SIMULACIÓN A MUY BAJAS VELOCIDADES CON DEFECTO EN PISTA DE.....	127
RODADURA.....	127
7.2.1 EN ANILLO EXTERIOR.....	128
7.2.1.1 TIPO MUESCA	128
7.2.1.2 TIPO BULTO	134
7.2.2 EN ANILLO INTERIOR.....	140

7.2.2.1 TIPO MUESCA	140
7.2.2.2 TIPO BULTO	142
8. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS A VELOCIDADES MEDIAS - BAJAS	147
8.1 SIMULACIÓN A VELOCIDADES MEDIAS-BAJAS SIN DEFECTO EN PISTA DE.....	
RODADURA.....	148
8.1.1 MOVIMIENTO POR PAR.....	148
8.1.2 MOVIMIENTO POR ACTUADOR	149
8.2 SIMULACIÓN A VELOCIDADES MEDIAS-BAJAS CON DEFECTO EN PISTA DE.....	
RODADURA.....	158
8.2.1 DEFECTO EN ANILLO EXTERNO.....	158
8.2.1.1 TIPO BULTO	158
8.2.1.2 TIPO MUESCA	160
8.2.2 DEFECTO EN ANILLO INTERNO	166
8.2.2.1 TIPO BULTO	166
8.2.2.2 TIPO MUESCA	166
9. COMPARACIÓN DE RESULTADOS: BAJA VELOCIDAD VS MEDIA.....	
VELOCIDAD	169
9.1 COMPARACIÓN PARA DEFECTO EN ANILLO INTERIOR	170
9.1.1 DEFECTOS TIPO BULTO	170
9.1.2 DEFECTOS TIPO MUESCA	170
9.1.2.1 A MUY BAJAS REVOLUCIONES.....	170
9.1.2.2 A VELOCIDADES MEDIAS-BAJAS	171
10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	173
10.1 CONCLUSIONES	174
10.2 TRABAJOS FUTUROS.....	176
11. PRESUPUESTO	177
12. BIBLIOGRAFÍA.....	183

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 <i>Transmisión con múltiples rodamientos</i>	2
Figura 1.2 <i>Simulación de la distribución de cargas en un rodamiento de rodillos</i>	3
Figura 1.3 <i>Diagrama explicativo de las distintas fases de desarrollo del proyecto</i>	6
Figura 2.1 <i>Cojinete esférico</i>	10
Figura 2.2 <i>Rodamiento de bolas</i>	11
Figura 2.3 <i>Rodamiento de bolas de Leonardo da Vinci</i>	11
Figura 2.4 <i>Rodamiento de bolas seccionado</i>	14
Figura 2.5 <i>Rodamientos rígidos</i>	15
Figura 2.6 <i>Explosionado de un rodamiento rígido de una hilera de bolas</i>	17
Figura 2.7 <i>Rodamiento rígido de dos hileras de bolas</i>	17
Figura 2.8 <i>Rodamiento rígido de una hilera de bolas con escote de llenado</i>	18
Figura 2.9 <i>Ángulo de contacto en rodamientos de bolas con contacto angular</i>	18
Figura 2.10 <i>Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular</i>	19
Figura 2.11 <i>Rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular</i>	19
Figura 2.12 <i>Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto</i>	20
Figura 2.13 <i>Rodamiento con corona de agujas</i>	20
Figura 2.14 <i>Rodamiento con casquillo de agujas sin fondo</i>	21
Figura 2.15 <i>Rodamiento con casquillo de agujas con fondo</i>	21
Figura 2.16 <i>Rodamiento de agujas con aro mecanizado, sin aro interior</i>	22
Figura 2.17 <i>Rodamiento de agujas con aro mecanizado, con aro interior</i>	22
Figura 2.18 <i>Rodamiento de agujas autoalineables, sin aro interior</i>	23
Figura 2.19 <i>Rodamiento de agujas autoalineables, con aro interior</i>	23
Figura 2.20 <i>Rodamiento de rodillos cónicos</i>	24
Figura 2.21 <i>Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje</i>	24
Figura 2.22 <i>Rodamiento de bolas a rotula</i>	25
Figura 2.23 <i>Rodamiento híbrido</i>	27
Figura 2.24 <i>Rodamiento para altas/bajas temperaturas</i>	28
Figura 2.25 <i>Rodamiento con Solid Oil</i>	29
Figura 2.26 <i>Rodamientos de material polimérico</i>	30
Figura 2.27 <i>Rodamiento con sensor</i>	32

Figura 3.1 <i>Causas de los fallos en los rodamientos (FAG)</i>	35
Figura 3.2 <i>Desgaste producido por una lubricación inadecuada</i>	37
Figura 3.3 <i>Aro interior y exterior de un rodamiento de rodillos cilíndricos expuesto a vibraciones</i>	37
Figura 3.4 <i>Arandela de un rodamiento axial de bolas sujeto a sobrecarga mientras no gira. Las muescas, y radialmente alineadas, no son esféricas como en los rodamientos radiales de bolas</i>	39
Figura 3.5 (a, b, c) <i>Ejemplo de los resultados de una manipulación indebida. En un rodamiento de dos hileras de rodillos cilíndricos, un rodillo ha sufrido un impacto (fig.3.5 a).Una vista periférica del rodillo (fig.3.5b) muestra dos muescas diametralmente opuestas. El rodillo, a su vez, ha marcado el camino de rodadura del aro interior (fig.3.5 c).</i>	39
Figura 3.6 <i>Muescas provocadas por suciedad</i>	40
Figura 3.7 <i>Rodillo cilíndrico con adherencias en el extremo, causadas por fuerte carga axial y lubricación inadecuada</i>	41
Figura 3.8 <i>Adherencia sobre la superficie de un rodillo de un rodamiento de rodillos a rótula</i>	41
Figura 3.9 <i>Camino de rodadura del aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula con trazos de adherencia producidos por un golpe contra el aro interior</i>	42
Figura 3.10 <i>Detalle de uno de los trazos de adherencia</i>	42
Figura 3.11 <i>Superficie exterior con adherencias en el aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula</i>	43
Figura 3.12 <i>Camino de rodadura de rodamiento axial de bola con marcas debidas a una velocidad de giro demasiado elevada en relación con la carga</i>	43
Figura 3.13 <i>Fatiga superficial en forma de una banda rodeando el rodillo de un rodamiento de rodillos a rótula</i>	44
Figura 3.14 <i>Oxidación en el aro interior de un rodamiento cónico. La oxidación tiene un espaciado equivalente a la distancia entre elementos rodantes. La oxidación se ha producido por la presencia de agua en el lubricante</i>	44
Figura 3.15 <i>Corrosión en el anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos a rótula, producida por la entrada de agua en el rodamiento</i>	45
Figura 3.16 <i>Oxidación en el aro exterior de un rodamiento cónico. La oxidación tiene un espaciado equivalente a la distancia entre elementos rodantes. La oxidación se ha producido por la presencia de agua en el lubricante</i>	45
Figura 3.17 <i>Estrias causadas por el paso de corriente eléctrica en el aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula</i>	47
Figura 3.18 <i>Rodamiento de ferrocarril dañado en una pista y en el rodillo por el paso de corriente de alta intensidad mientras el rodamiento permanecía inmóvil</i>	47
Figura 3.19 <i>Fases progresivas del desconchado</i>	48

Figura 3.20 <i>Pista interior y rodillos desconchados, en un rodamiento de rodillos cónicos. Las causas de esta avería son carga pesada y lubricación inadecuada.....</i>	48
Figura 3.21 <i>Desconchado del aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula que ha sido montado en un alojamiento ovalado.....</i>	49
Figura 3.22 <i>Aro interior desconchado de un rodamiento de rodillos a rótula. La extensión de las marcas, alrededor de uno de los caminos de rodadura, indica que la carga axial ha sido muy grande con relación a la carga radial.....</i>	50
Figura 3.23 <i>Fractura del aro exterior de un rodamiento de bolas a rótula. Las muescas visibles en el borde inferior del aro fueron causadas por un mal trato, originando la fisura en una de estas muescas.....</i>	51
Figura 3.24 <i>Fractura del aro interior de un rodamiento de rodillos a rótula. Uno de los rodillos ha sido extraído para permitir que el camino de rodadura en el lado izquierdo fuese examinado. El rodillo fue reinsertado con el martillo causando parte de la rotura de la pestaña central. Los impactos han sido transmitidos al camino opuesto a través de un rodillo, y parte de la pestaña también saltado. Al mismo tiempo el aro se ha fracturado transversalmente.....</i>	51
Figura 3.25 <i>Aro interior de un rodamiento de rodillos a rótula con la pestaña exterior fracturada por golpes directos de martillo.....</i>	52
Figura 3.26 <i>Aro interior de un rodamiento de rodillos a rótula fracturado transversalmente seguido de adherencias en una cara. El aro ha sido montado junto a un distanciador que no ha tenido un ajuste suficientemente fuerte sobre el eje.....</i>	52
Figura 3.27 <i>Aro interior de rodamiento de rodillos a rótula con corrosión de contacto y rotura transversal.....</i>	53
Figura 3.28 <i>Rotura longitudinal de un aro exterior de rodamiento rígido de bolas, con corrosión de contacto.....</i>	53
Figura 3.29 <i>Jaula deteriorada por fatiga de un rodamiento de rodillos a rótula.....</i>	54
Figura 3.30 <i>Jaula deteriorada de un rodamiento de bolas debido a una pobre lubricación.....</i>	55
Figura 3.31 <i>Parámetros cinemáticos del rodamiento.....</i>	57
Figura 3.32 <i>Medición de la vibración generada en un rodamiento.....</i>	59
Figura 3.33 <i>Paso de un elemento rodante sobre un defecto en pista externa.....</i>	60
Figura 3.34 <i>Representación grafica de una señal que corresponde con un defecto en el anillo exterior.....</i>	61
Figura 3.35 <i>Representación grafica de una señal que corresponde con un defecto en el anillo interior.....</i>	61
Figura 3.36 <i>Esquema de las principales partes constitutivas de un rodamiento.....</i>	62
Figura 3.37 <i>Diagrama del comportamiento cinematico de un rodamiento.....</i>	62
Figura 3.38 <i>Distribución de fuerzas en los elementos rodantes.....</i>	64
Figura 3.39 <i>Distribución de la carga en un rodamiento con distintos valores de holguras.....</i>	67
Figura 3.40 <i>Grafica de la integral $J_r(\epsilon)$ en función de a y b.....</i>	68

Figura 4.1 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams</i>	70
Figura 4.2 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams</i>	72
Figura 4.3 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams</i>	73
Figura 4.4 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Aircraft</i>	74
Figura 4.5 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Car</i>	75
Figura 4.6 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Chassis</i>	76
Figura 4.7 <i>Ejemplos de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Rail</i>	79
Figura 4.8 <i>Ejemplo de diseño con MSC.Adams</i>	80
Figura 5.1 <i>Disposición de rodamientos en un reductor diferencial</i>	82
Figura 5.2 <i>Rodamiento de rodillos cilíndricos de una sola hilera</i>	83
Figura 5.3 <i>Coeficientes de fricción estática para rodamientos</i>	84
Figura 5.4 <i>Esquema de rodamiento de 9 rodillos cilíndricos</i>	85
Figura 5.5 <i>Ventana de inicio de ADAMS/View</i>	86
Figura 5.6 <i>Barra de tareas para el diseño</i>	87
Figura 5.7 <i>Anillo externo fijo</i>	88
Figura 5.8 <i>Anillo interno</i>	89
Figura 5.9 <i>Herramientas para el posicionado de piezas</i>	90
Figura 5.10 <i>Vista de la distribución de los nueve rodillos cilíndricos</i>	91
Figura 5.11 <i>Vista isométrica del eje rotor</i>	92
Figura 5.12 <i>Barra de herramientas de muelle-amortiguador</i>	93
Figura 5.13 <i>Alzado (superior) y perfil (inferior) de jaula de muelles</i>	94
Figura 5.14 <i>Alzado de modelo de rodamiento con jaula de muelles con tapas</i>	95
Figura 5.15 <i>alzado de modelo de rodamiento con jaula de muelles sin tapas</i>	95
Figura 5.16 <i>Barra de herramientas de link (eslabón)</i>	96
Figura 5.17 <i>Vista isométrica de jaula de barras</i>	97
Figura 5.18 <i>Junta de rotación cilindro-eslabón</i>	98
Figura 5.19 <i>Barra de herramientas para juntas fijas (fixed joint)</i>	99
Figura 5.20 <i>Junta fija para par anillo exterior-tierra</i>	99
Figura 5.21 <i>Menú de fuerzas</i>	100
Figura 5.22 <i>Ventana de opciones de contacto</i>	101
Figura 5.23 <i>Actuador de rotación</i>	102
Figura 5.24 <i>Par aplicado</i>	103
Figura 5.25 <i>Verificación del rodamiento de 9 cilindros con jaula de muelles</i>	103

Figura 5.26	<i>Verificación del rodamiento de 9 cilindros con jaula de barras</i>	104
Figura 6.1	<i>Panel de simulación</i>	106
Figura 6.2	<i>Valores del panel de simulación</i>	107
Figura 6.3	<i>Ventana donde modificar y definir los contactos</i>	108
Figura 6.4	<i>Panel de animación</i>	109
Figura 6.5	<i>Paso de medidas al Postprocesador</i>	110
Figura 6.6	<i>Postprocesador</i>	111
Figura 6.7	<i>Postprocessor con icono de seguimiento activado</i>	112
Figura 6.8	<i>Exportación de datos y archivos</i>	113
Figura 6.9	<i>Diagrama explicativo del proceso de diseño de las simulaciones</i>	114
Figura 7.1 (a)	<i>Alzado del rodamiento con jaula de muelles tras 5 segundos de simulación a 60 rpm</i>	120
Figura 7.1 (b)	<i>Perfil del rodamiento con jaula de muelles tras 5 segundos de simulación a 60 rpm</i>	121
Figura 7.2	<i>Vista isométrica del sistema con jaula de muelles y tapas</i>	121
Figura 7.3	<i>Gráfica desplazamiento en X vs tiempo de un punto de la superficie del rodillo 2 respecto a las coordenadas generales a una velocidad de 60 rpm</i>	122
Figura 7.4	<i>Gráfica desplazamiento en X vs tiempo de un punto de la superficie del rodillo 5 respecto a las coordenadas generales a una velocidad de 60 rpm</i>	122
Figura 7.5	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm</i>	123
Figura 7.6	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm</i>	124
Figura 7.7	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm</i>	124
Figura 7.8	<i>Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm</i>	125
Figura 7.9	<i>Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 30 rpm</i>	126
Figura 7.10	<i>Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 120 rpm</i>	127
Figura 7.11	<i>Vista del alzado del rodamiento con agujero de 1mm de diámetro en pista exterior</i>	128
Figura 7.12	<i>Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de</i>	

la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm y defecto de 1 mm de diámetro en pista externa 129

Figura 7.13 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de 1mm de diámetro en pista exterior . 130

Figura 7.14 Vista de alzado del rodamiento con muesca de 3 x 0,6 x 20 mm en pista exterior y detalle de la muesca..... 131

Figura 7.15 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de 3 x 0,6 x 20 mm en pista exterior... 131

Figura 7.16 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm con defecto de 3 x 0,6 x 20 mm en pista exterior..... 132

Figura 7.17 Vista de alzado del rodamiento con muesca irregular en pista exterior de 0,5 mm de profundidad y detalle de la muesca 133

Figura 7.18 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad en pista exterior..... 134

Figura 7.19 Vista de detalle del alzado del rodamiento con bulto circular en pista exterior de 0,4 mm de radio 135

Figura 7.20 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,04 mm en pista exterior 135

Figura 7.21 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje Y a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,04 mm en pista exterior 136

Figura 7.22 (a) Detalle del rodillo número 7 en el instante anterior a su paso por el defecto tipo bulto de radio 0,4 mm; y **(b)** detalle del rodillo número 7 a su paso por el defecto tipo bulto de radio 0,4 mm..... 137

Figura 7.23 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,2 mm en pista exterior 138

Figura 7.24 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje Y a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,02 mm en pista exterior 138

Figura 7.25 Gráfica del desplazamiento vs tiempo de los centros de masas de los rodillos 2, 4, 6, 7 y 10 en magnitud absoluta..... 139

Figura 7.26 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 6 respecto al eje Y a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,02 mm en pista exterior 139

Figura 7.27 Vista de detalle de la muesca practicada en el anillo interior de 1 mm de diámetro..... 140

Figura 7.28 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de diámetro 1 mm en pista interior..... 141

Figura 7.29 Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de diámetro 1 mm en pista interior..... 141

Figura 7.30	<i>Vista de detalle del bulto practicada en el anillo interior de 0,4mm de radio</i>	142
Figura 7.31	<i>Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,4 mm en pista interior</i>	143
Figura 7.32	<i>Gráfica de fuerza frente a tiempo en magnitud absoluta de la junta 20 a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,4 mm en pista interior</i>	143
Figura 7.33	<i>Vista de detalle del bulto practicada en el anillo interior de 0,1 mm de radio</i>	144
Figura 7.34	<i>Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,1 mm en pista interior</i>	144
Figura 7.35	<i>Gráfica de fuerza frente a tiempo en magnitud absoluta de la junta 20 a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,1 mm en pista interior</i>	145
Figura 8.1	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm</i>	149
Figura 8.2	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm</i>	149
Figura 8.3	<i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del rodillo 7 en magnitud a una velocidad de 420 rpm</i>	150
Figura 8.4	<i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del eje motor en magnitud a una velocidad constante de 420 rpm</i>	150
Figura 8.5	<i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 420 rpm</i>	151
Figura 8.6	<i>Detalle de la gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 420 rpm</i>	151
Figura 8.7	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 600 rpm</i>	152
Figura 8.8	<i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del rodillo 7 en magnitud a una velocidad de 600 rpm</i>	152
Figura 8.9	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 600 rpm</i>	153
Figura 8.10	<i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del eje motor en magnitud a una velocidad constante de 600 rpm</i>	153
Figura 8.11	<i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 600 rpm</i>	154
Figura 8.12	<i>Detalle de la gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 600 rpm</i>	154
Figura 8.13	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 9 respecto al eje X a una velocidad de 1998 rpm</i>	155
Figura 8.14	<i>Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 1998 rpm</i>	155

Figura 8.15 <i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del rodillo 9 en magnitud a una velocidad de 1998 rpm</i>	156
Figura 8.16 <i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del eje motor en magnitud a una velocidad constante de 1998 rpm</i>	156
Figura 8.17 <i>Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 1998 rpm</i>	157
Figura 8.18 <i>Vista de detalle del alzado del rodamiento con bulto circular en pista exterior de 0,1 mm de radio</i>	158
Figura 8.19 <i>Vista de detalle del alzado del rodamiento con bulto circular en pista exterior de 0,4 mm de radio</i>	159
Figura 8.20 <i>Vista de detalle del alzado del rodamiento 7 “enganchado” con bulto circular en pista exterior de 0,4 mm de radio</i>	159
Figura 8.21 <i>Vista del alzado del rodamiento con agujero de 1 mm de diámetro en pista exterior</i>	160
Figura 8.22 <i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 2 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm</i>	161
Figura 8.23 <i>Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 2 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm</i>	161
Figura 8.24 <i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 420 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad en pista exterior</i>	162
Figura 8.25 <i>Vista de detalle del alzado del rodamiento 7 encajado en la muesca rectangular en pista exterior de 3 x 0,6 x 20 mm</i>	163
Figura 8.26 <i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 1998 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad en pista exterior</i>	164
Figura 8.27 <i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 2 respecto al eje X a una velocidad de 1998 rpm</i>	165
Figura 8.28 <i>Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 1998 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad máxima en pista exterior</i>	165
Figura 8.29 <i>Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 420 rpm con defecto de diámetro 1 mm en pista interior</i>	167
Figura 9.1 <i>Gráfica de barras que representa las amplitudes obtenidas para un defecto de muesca irregular para las distintas velocidades simuladas</i>	172

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I <i>Clasificación de tipos de daños en rodamientos</i>	35
Tabla II <i>Valores de $1/J_r$ para los diferentes números de elementos rodantes.</i>	66
Tabla III <i>Coeficientes de rozamiento según tipo de materiales de contacto.....</i>	117
Tabla IV <i>Cuadro resumen del tamaño en mm de la amplitud de las señales de paso del rodillo por el defecto en las gráficas de desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo en magnitud absoluta.....</i>	172
Tabla V <i>Desglose del presupuesto</i>	179



1. INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

En la actualidad, a los procesos mecánicos involucrados en la producción industrial se les requiere una gran eficiencia, es decir, mayor fiabilidad y mayores velocidades de funcionamiento que hace unos años.

La facilidad de implementar sistemas de detección de sus parámetros mecánicos más representativos es fundamental en su diseño y fabricación con el objetivo de conocer el funcionamiento y detectar posibles fallos con el suficiente tiempo de antelación y proveer su solución sin consecuencias graves para la máquina. Por esta razón, se hace importante el desarrollo y aplicación de un sistema de predicción del estado del sistema mecánico con vistas a la predicción de su funcionamiento y posibles fallos.

Dada la complejidad de los sistemas mecánicos modernos, se hace difícil particularizar y detectar el componente con fallo en dichos sistemas, por la gran cantidad de partes y elementos que lo componen.

El rodamiento es el sistema de apoyo más empleado en todo tipo de máquinas rotativas (*Figura 1.1*), debido a las ventajas que presenta, tales como: pequeño par de arranque, reducida y constante fricción en un amplio rango de velocidades, bajo consumo de energía y de lubricante, largos intervalos de mantenimiento, relativa facilidad de montaje y desmontaje y gran variedad de dimensiones estandarizadas.

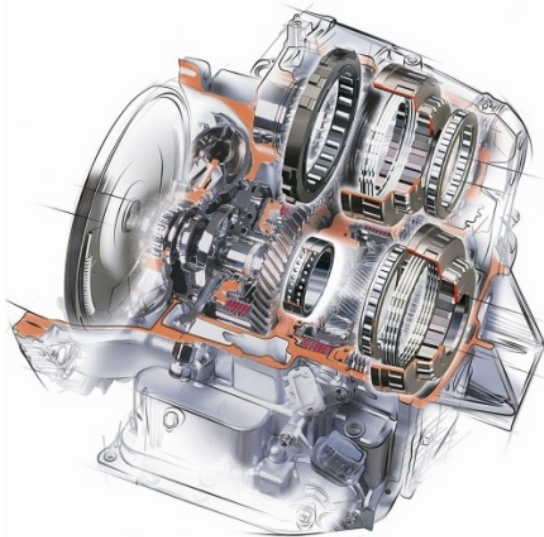


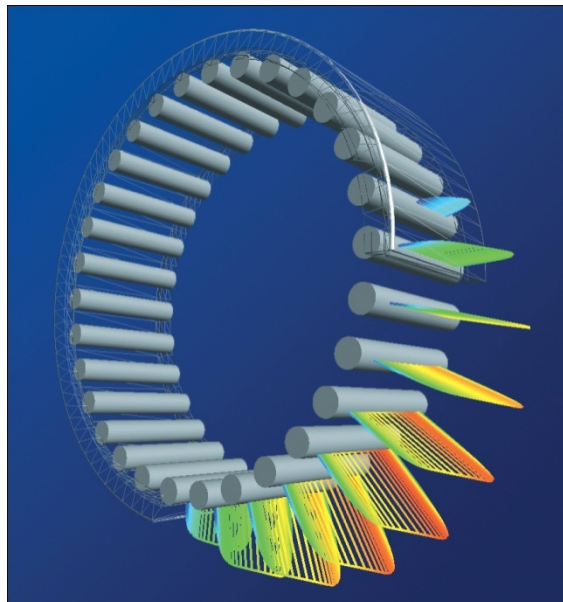
Figura 1.1 Transmisión con múltiples rodamientos

Sin embargo, el rodamiento es uno de los componentes de las máquinas rotativas que presenta mayor siniestrabilidad, entendiéndose como tal el número de intervenciones realizadas sobre dichos elementos en un periodo de tiempo determinado. Este número

de intervenciones está previsto y se justifica debido a que resulta más sencillo y mucho menos costoso sustituir un rodamiento que cualquier otro móvil de la máquina.

En el sentido físico, los rodamientos son sistemas mecánicos multi-cuerpo, donde el comportamiento dinámico es de difícil estudio (comportamiento no-lineal). Pero por ser el apoyo del sistema portador, el análisis del funcionamiento del rodamiento es determinante para conocer la respuesta vibratoria de la máquina.

La complejidad del estudio del comportamiento cinemático-dinámico y la necesidad de crear un modelo que represente su comportamiento lo más realista posible ha originado multitud de modelos, tanto con parámetros cinemáticos o dinámicos, como análisis de frecuencia y de contacto, o modelos de parámetros distribuidos (*Figura 1.2*) o concentrados.



***Figura 1.2** Simulación de la distribución de cargas en un rodamiento de rodillos*

Este proyecto fin de carrera se ambienta en el campo de la simulación de rodamientos y en él se presenta un estudio del comportamiento de modelos dinámicos de rodamiento implementados en un software comercial.



1.2. OBJETIVOS

El objetivo principal del presente Proyecto Fin de Carrera es el modelado y simulación de sistemas de rodamiento empleando el software MSC.Adams. La finalidad del mismo es comparar los resultados obtenidos con un modelo sencillo de dimensiones libres frente al mismo modelo sometido a la inclusión de defectos en las pistas de rodadura.

La consecución del objetivo principal de este Proyecto, conlleva la superación de otros importantes objetivos que se detallan a continuación:

- Realizar un modelo multicuerpo de un rodamiento de 9 bolas de dimensiones libres, ajustando el modelo de jaula para poder incluir un eje motor y dos pistas de rodadura (la correspondiente a la corona exterior y la correspondiente a la corona interior), y hacerlo rodar a distintas velocidades angulares.
- Una vez realizado el modelo en el software comercial MSC.Adams, efectuar un estudio incluyendo defectos por muesca y por bulto en la pista de rodadura externa a baja velocidad de giro.
- Efectuar estudio incluyendo defectos por bulto y por muesca en la pista de rodadura interna a baja velocidad de giro.
- Obtener resultados coherentes con los obtenidos a bajas velocidades angulares simulando con defectos por muesca y por bulto en las pistas de rodadura interna y externa a altas velocidades de giro, suponiendo coeficientes de rozamiento próximos a los reales para el tipo de material implementado.
- Comparación de gráficas de desplazamiento y velocidad de los distintos modelos simulados para detectar defectos y forma de los mismos de manera analítica.

En cuanto a los medios empleados para llevar a cabo este Proyecto Fin de Carrera, para el modelado y simulación de los rodamientos se ha utilizado del software MSC.Adams en sus módulos View y PostProcessor.



1.3 FASES DE DESARROLLO

En un proyecto de ingeniería genérico hay que definir unas fases de desarrollo para la consecución del objetivo perseguido. En este caso se trata de un proyecto en el que se dispone de mayor libertad de diseño ya que no está basado en ningún estudio previo.

Para la consecución del objetivo perseguido, se abordaron las siguientes fases:

- **Fase 1. *Búsqueda y Estudio de Documentos.***

En esta primera fase, se plantean todas las necesidades que el diseño del rodamiento debe cumplir. Además se proponen objetivos y motivación del proyecto. También se lleva a cabo una búsqueda de información de la cinemática y dinámica de los rodamientos y su posterior estudio.

La utilización de MSC. Adams, software con el que se realizan los diferentes análisis posteriores al modelado, realizado en este mismo programa, conlleva un aprendizaje previo. Éste aprendizaje será expuesto a modo de tutorial para la posterior utilización del mismo por parte de las sucesivas personas que tengan que trabajar con dicha herramienta. Se realiza un estudio a fondo del software MSC.Adams, en sus módulos View y PostProcessor, específico para el diseño y simulación de mecanismos así como para la obtención de los resultados tanto numéricos como gráficos.

- **Fase 2. *Modelado y Simulación por ordenador.***

En una segunda fase, se modela un diseño del rodamiento básico para la posterior simulación y obtención de datos. Después estos datos serán analizados, pudiendo provocar modificaciones en el modelo primario si los resultados obtenidos no son del todo satisfactorios.

- **Fase 3. *Obtención y Análisis de resultados.***

En último lugar, cuando los resultados obtenidos son satisfactorios y acordes con los objetivos planteados se realiza la obtención de resultados mediante el módulo PostProcessor, con el cual se pueden exportar los resultados a Excel mediante datos de texto.

Se realizan las diferentes gráficas comparativas con los datos obtenidos mediante MSC. Adams para una mejor comprensión de los resultados. Se analizan dichas gráficas de los resultados de las simulaciones citadas, se presentan las conclusiones y las propuestas para trabajos futuros.

Tanto la fase 2 como la fase 3 se repiten sucesivamente para los dos modelos de rodamientos realizados.



A continuación se presenta un diagrama explicativo de las diferentes fases del proyecto (Figura 1.3).

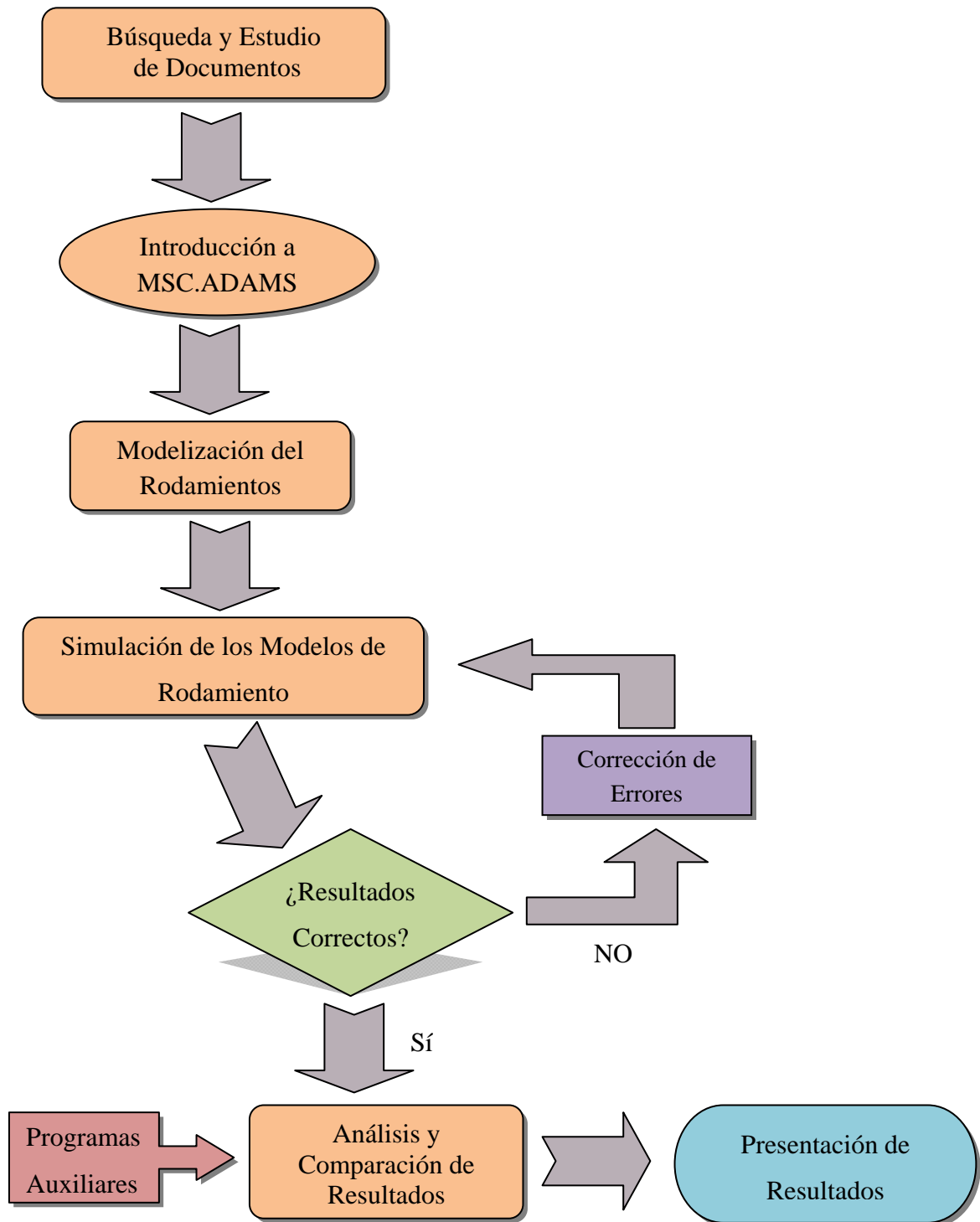


Figura 1.3 Diagrama explicativo de las distintas fases de desarrollo del proyecto



1.4 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

Esta memoria se distribuye en doce capítulos, un apartado sobre las referencias documentales empleadas. Seguidamente, se describen someramente los contenidos de los mismos:

- Capítulo I: Presentación de los objetivos y motivación de este proyecto. Breve explicación de las distintas fases llevadas a cabo para el desarrollo del mismo presentando un diagrama de la metodología seguida.

Descripción de las herramientas empleadas para la realización del estudio y, por último, estructura de la memoria especificando los temas desarrollados en cada capítulo.

- Capítulo II: Breve introducción a los rodamientos a lo largo de la historia y la importancia actual de estos elementos mecánicos en máquinas. Ventajas y desventajas de los rodamientos, elementos y parámetros principales. También se incluye una clasificación de los distintos tipos de rodamientos, comparación de los distintos tipos y su normalización.
- Capítulo III: Defectología en rodamientos, tipos de defectos más comunes, tanto en las pistas de rodadura como en los elementos rodantes y en la jaula. Comportamiento vibratorio de los rodamientos con defectos localizados y modelo de señales de vibración para rodamientos. También se incluye en este capítulo análisis cinemático y dinámico para rodamientos de bolas y cilindros.
- Capítulo IV: Breve historia de MSC.Adams, visión general del programa, información del fabricante, características principales del programa y una breve descripción de los componentes del paquete MSC.Adams
- Capítulo V: Esquema y dimensiones del rodamiento de 9 cilindros modelado. Descripción de los pasos seguidos para el modelado del rodamiento en MSC. Adams/View y verificación del modelo de rodamiento, tanto para jaula rígida como para jaula de muelles, especificando las diferencias entre uno y otro modelo.
- Capítulo VI: Descripción de los pasos seguidos para cada simulación del rodamiento de 9 cilindros. Parámetros que varían para cada simulación y parámetros que permanecen constantes. Esquema de los bloques de simulación.
- Capítulo VII: Descripción de los pasos seguidos para cada simulación del rodamiento de 9 cilindros a muy bajas velocidades. Parámetros que varían para cada simulación. Comparativa entre las simulaciones sin defecto con las



simulaciones con defecto. Diferencias apreciables para cada tipo de defecto con el modelo sin defecto. Presentación de gráficas para cada modelo.

- Capítulo VIII: Descripción de los pasos seguidos para cada simulación del rodamiento de 9 cilindros a medias y bajas velocidades. Parámetros que varían para cada simulación. Comparativa entre las simulaciones sin defecto con las simulaciones con defecto. Diferencias apreciables para cada tipo de defecto con el modelo sin defecto. Presentación de gráficas para cada modelo.
- Capítulo IX: En este capítulo se comparan los resultados obtenidos a muy bajas velocidades con los obtenidos a medias-bajas velocidades. Gráfica de barras de las distintas señales para un mismo tipo de muesca en función de la velocidad.
- Capítulo X: Exposición de las conclusiones y propuesta de distintas evoluciones y trabajos futuros relacionados con el modelado y la simulación de rodamientos en el entorno MSC. Adams/View.
- Capítulo XI: Estimación del presupuesto del proyecto.
- Capítulo XII: Bibliografía: En este último apartado se exponen los principales documentos bibliográficos y electrónicos consultados durante la realización del proyecto.



2. RODAMIENTOS

2.1 INTRODUCCIÓN A LOS RODAMIENTOS

La fricción siempre ha resultado un importante obstáculo a la hora de abordar cualquier diseño de maquinaria. Es una de las causas principales cuando se tratan aspectos como la eficiencia energética o el desgaste de los componentes y por ello influye decisivamente en las acciones de mantenimiento, puesto que dichos desgastes marcaran los periodos de revisión y cambio, factores que afectan al aspecto económico.

Por ello, a lo largo de la historia se han ideado diversos sistemas para reducir la fricción y facilitar el trabajo humano, constituyendo la ciencia que se conoce como tribología (del griego *tribos*, frotar o rozar). En la construcción de sus monumentos, los egipcios trasladaban enormes bloques de piedra mediante trineos o troncos situados bajo las piedras, a modo de rodillos de transporte; la misma invención de la rueda; utilización de agua o grasa como película intermedia para reducir el rozamiento, y un largo etcétera.

En particular, uno de los componentes de las máquinas que más esfuerzos y fricción soportan son los ejes y los árboles. Con la sofisticación de las máquinas, se idearon elementos y técnicas específicas para desempeñar la labor de disminución del rozamiento, en búsqueda de unos coeficientes menores que elevasen los rendimientos y evitasen el desgaste.

- *Lubricación:* Intercalar una sustancia entre las piezas móviles de un mecanismo, creando una película que evita el roce (y por tanto el desgaste) de los componentes a los que afecta. Pueden ser sólidos (grafito), líquidos (aceites) o gaseosos (gases a presión) (*Figura 2.1*).
- *Cojinetes:* Permiten el movimiento relativo en uno o dos grados de libertad, limitándolo en los restantes, de forma que se minimice la pérdida de energía y el desgaste.



Figura 2.1 Cojinete esférico

- *Rodamientos:* Permiten el movimiento relativo entre dos elementos con centro de rotación común (*Figura 2.2*).



Figura 2.2 Rodamiento de bolas

De ellos, el rodamiento es el elemento que ocupa este proyecto. Los rodamientos no comenzaron a utilizarse con frecuencia hasta la revolución industrial, y solo a partir del final de la Segunda Guerra Mundial comenzaron a estudiarse y producirse en masa, debido a la incapacidad de los constructores de crear rodamientos que pudiesen competir con los cojinetes hidrodinámicos.

Como curiosidad, es reseñable el hecho de que Leonardo Da Vinci ideó un modelo de rodamiento que además incluía una rudimentaria jaula para mantener el espaciado de los elementos (*Figura 2.3*).

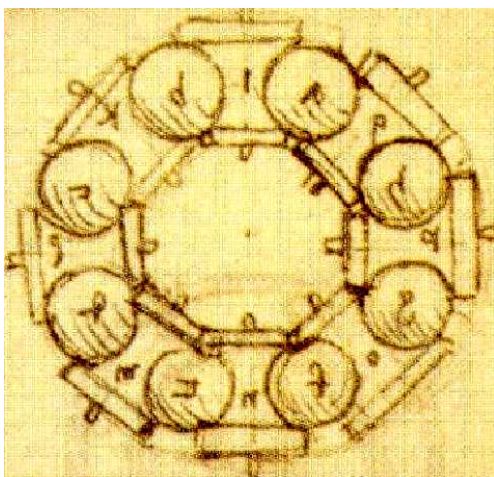


Figura 2.3 Rodamiento de bolas de Leonardo da Vinci

Inicialmente se preveía solo que fuesen elementos para instalar en turbinas de alta velocidad para aeronaves, pero su evolución, características y estandarización



extendieron su uso a prácticamente toda máquina que posea algún elemento que describa un movimiento rotatorio, abarcando un amplio espectro de tamaños, cargas y velocidades soportables y materiales de construcción.

Hoy en día los rodamientos tienen una vital importancia en el funcionamiento de la maquinaria, como elemento de máquina indispensable para evitar la fricción entre dos piezas que tienen movimiento relativo en una o más direcciones, con un mínimo de rozamiento. El fenómeno de fricción entre eje y alojamiento es una circunstancia que no se puede evitar, pero es posible reducirla al mínimo siempre que entre el eje y el alojamiento se interponga un elemento especial, cuya misión será reducir la fricción y facilitar el giro relativo.

Estos órganos o elementos que facilitan el movimiento entre un eje o árbol y su soporte reciben el nombre de cojinetes anti-fricción o rodamientos, ya que el principio bajo el que funcionan es el de rodadura. Existen otros tipos de cojinetes que también facilitan el giro relativo entre dos elementos, son los llamados cojinetes de deslizamiento, pero estos funcionan bajo un principio distinto al del rodamiento (en estos, las superficies en movimiento relativo tienen contacto deslizante al estar separados por una película lubricante).

Los rodamientos se encuentran entre los componentes más importantes en la inmensa mayoría de las máquinas, es por ello que son los elementos que suelen presentar un mayor número de intervenciones en un cierto período de tiempo. Esta gran cantidad de intervenciones se produce porque son componentes que resultan muy vulnerables ante entornos sucios, desviaciones de los ejes o defectos, y porque es a través del rodamiento como se canalizan todos los esfuerzos estáticos y dinámicos del conjunto de la máquina.

Aunque, a nivel económico es un producto caro, nos ahorra mucho tiempo y dinero (si está bien diseñado su uso y correctamente realizado su montaje). Cada rodamiento debe llevar asociado un mantenimiento predictivo que informe cuando es necesario su sustitución, ya que es mucho más costoso tener que parar las máquinas para su sustitución que su propio coste, corriendo el riesgo adicional que su avería pueda producir fallos en otros elementos de la máquina.

En resumen, el rodamiento o cojinete de rodadura es un elemento mecánico que se sitúa entre dos componentes de una máquina, con un eje de rotación común, de forma que un componente puede girar respecto al otro. La función principal es dar apoyo o soporte a los elementos portadores:



- Soporte de ejes - Anillo interior fijo y anillo exterior móvil.
- Soporte de árboles - Anillo exterior fijo y anillo interior móvil.

Estos rodamientos están diseñados para que los rozamientos originados durante el giro no sean de deslizamiento (cojinetes), sino de rodadura, presentando muchas características similares a los cojinetes de fricción:

- Bajo rozamiento.
- Tolerancias y acabados muy rígidos.
- Necesidad de un montaje preciso.
- Sensible a impactos, sobrecargas, humedad, suciedad...
- Punto crítico dentro de la máquina, generalmente seleccionado para efectuar el mantenimiento.

Pero también presentan muchas ventajas frente a los cojinetes de fricción como:

- El coeficiente de rozamiento es inferior y, además, prácticamente independiente de la velocidad y de la carga.
- Admite carga axial.
- Algunos tipos son autoalineables.

Y algunas desventajas:

- Precio más elevado.
- Montaje más complejo.

El rodamiento consiste, básicamente, en dos aros o anillos (anillo interior y anillo exterior) o, en el caso de los rodamientos axiales, arandelas (arandela superior y arandela inferior), entre los cuales se alojan los elementos rodantes (bolas o rodillos) que discurren por las pistas de rodadura. Para prevenir que los elementos rodantes interactúen entre sí, estos están alojados en jaulas o separadores, tal y como se puede ver en la *Figura 2.4*:

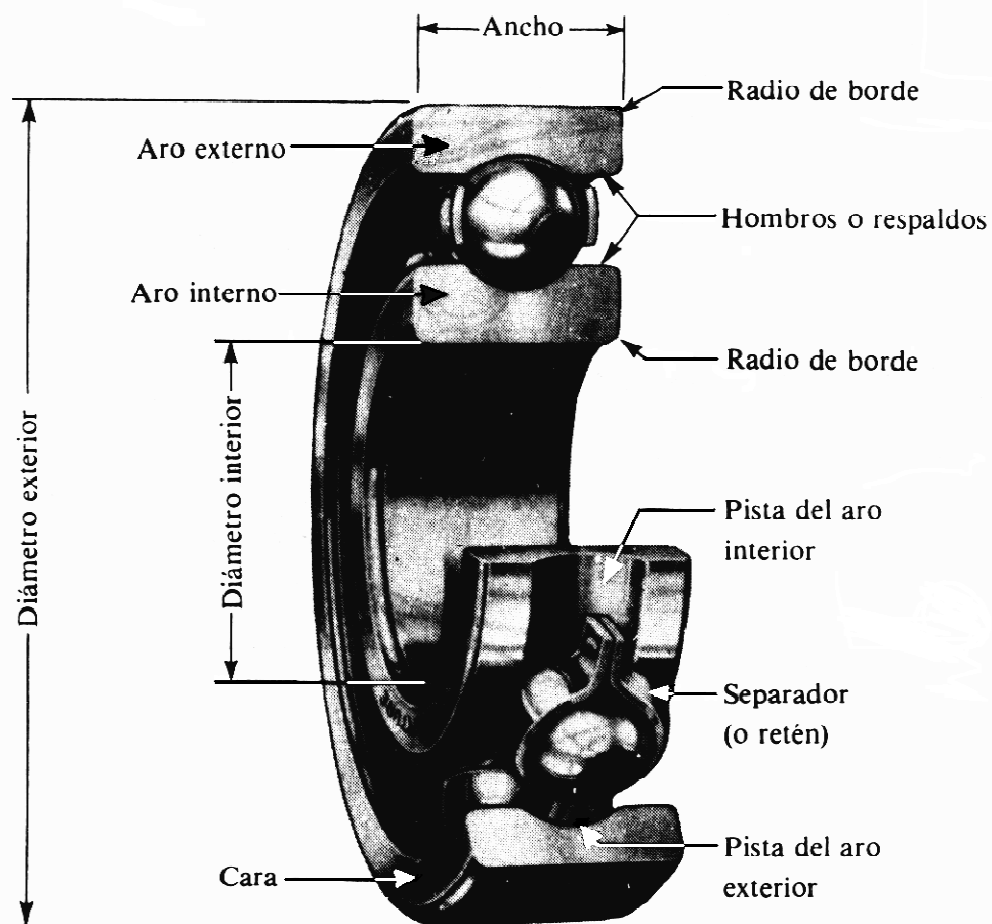


Figura 2.4 Rodamiento de bolas seccionado

2.2 TIPOS DE RODAMIENTOS

Hay tres formas de clasificar los rodamientos:

2.2.1 SEGÚN LA DIRECCIÓN DE LA CARGA

2.2 .1.1 Rodamientos Radiales

Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula. Por ejemplo, las ruedas de un carro se apoyan en el suelo y reciben la carga en el eje, de esta forma los rodamientos de las ruedas trabajan bajo carga radial.

2.2.1.2 Rodamientos Axiales

Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en la misma dirección del eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro superior, un aro inferior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo. Por ejemplo, pensemos en un carrusel. El peso total de esta máquina actúa verticalmente hacia el suelo y debe rotar en torno a un eje vertical aro superior sostenga al carrusel y cuyo aro inferior se apoye en el suelo.

2.2.1.3 Rodamientos de contacto angular

Son una mezcla de los casos anteriores, se basan en un rodamiento similar al radial con un diseño especial de los aros exterior e interior para soportar cargas axiales mayores que un rodamiento radial simple. Sus aplicaciones son muy amplias, debido a que un eje siempre puede desarrollar cargas eventuales en una dirección inesperada y debido al ahorro que se genera al colocar un solo

2.2.2 SEGÚN LA RIGIDEZ DEL RODAMIENTO

2.2.2.1 Rodamientos rígidos

Son aquellos que no aceptan desalineamientos del eje. Ante un desalineamiento se generan cargas que pueden dañar definitivamente el rodamiento (*Figura 2.5*).



Figura 2.5 Rodamientos rígidos



2.2.2.2 Rodamientos rotulados

Son aquellos que, por un diseño especial de los aros, permiten que el eje gire algunos grados sin desarmar el rodamiento. Esta característica se logra con una pista de rodadura esférica que permite a las bolas o barriletes desplazarse para acomodarse al desalineación del eje. Son muy utilizados en maquinaria pesada debido a la necesidad de prevenir daños frente a las deformaciones de los ejes, cargas provocadas por dilataciones térmicas y cargas dinámicas.

2.2.3 SEGÚN EL ELEMENTO RODANTE

Existen diversos elementos rodantes que varían según las aplicaciones. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño tamaño. Los rodamientos de rodillos esféricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, y pequeñas desalineaciones entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje. Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.

2.2.3.1 Rodamientos rígidos de bolas

Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos los rodamientos.

Los más utilizados son:

- Rodamientos rígidos de una hilera de bolas

Son particularmente versátiles. Su diseño es sencillo, no desarmables, son apropiados para velocidades altas e incluso muy altas y resistentes durante su funcionamiento, exigiendo muy poco mantenimiento. Las ranuras profundas de los caminos de rodadura y el alto grado de osculación entre éstas y las bolas, permiten que los rodamientos rígidos de bolas soporten cargas axiales en ambos sentidos, además de cargas radiales, incluso a altas velocidades. Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son los más utilizados (*Figura 2.6*).

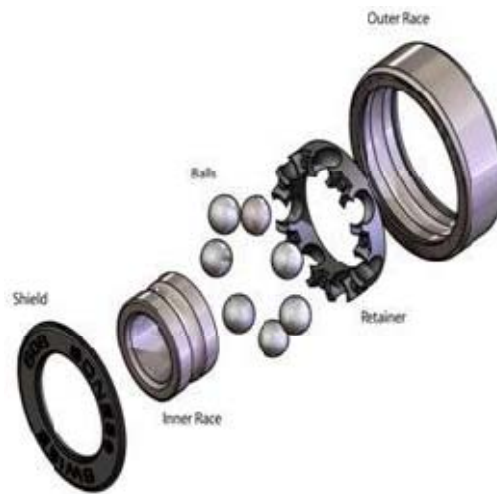


Figura 2.6 Explosionado de un rodamiento rígido de una hilera de bolas

- Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas

Los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas (*Figura 2.7*) se corresponden en diseño a los rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Tienen caminos de rodadura profunda ininterrumpida y una gran oscilación entre las bolas y los caminos de rodadura. Pueden soportar cargas axiales en ambos sentidos además de cargas radiales. Los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas son muy adecuados para disposiciones donde la capacidad de carga de los de una hilera es insuficiente. Para los mismos diámetros exteriores y de agujero, los rodamientos de dos hileras son ligeramente más anchos que los de una hilera, pero tienen una capacidad de carga considerablemente más alta que los rodamientos de una hilera.

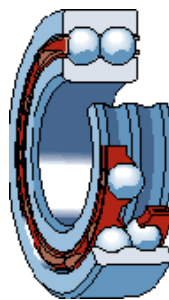


Figura 2.7 Rodamiento rígido de dos hileras de bolas

- Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado

Estos rodamientos presentan escotes tanto en el aro interior como en el exterior permitiendo la incorporación de más bolas y de mayor tamaño que los rodamientos rígidos de bolas estándar. Los rodamientos con escotes de llenado (*Figura 2.8*) tienen

más capacidad de carga radial que los rodamientos sin escotes de llenado, pero su capacidad de carga axial es limitada. Además son incapaces de funcionar a velocidades tan altas como los rodamientos sin escotes de llenado.



Figura 2.8 Rodamiento rígido de una hilera de bolas con escote de llenado

2.2.3.2 Rodamientos de bolas con contacto angular

Los rodamientos de bolas con contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en la dirección del eje del rodamiento. Esto quiere decir que han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas.

La capacidad de carga axial de los rodamientos de bolas con contacto angular se incrementa al incrementar el ángulo de contacto. El ángulo de contacto se define como el ángulo que forma la línea que une los puntos de contacto entre la bola y los caminos de rodadura en el plano radial, a lo largo de la cual se transmite la carga de un camino de rodadura al otro, con una línea perpendicular al eje del rodamiento (*Figura 2.9*).

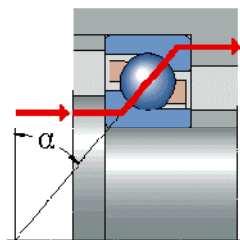


Figura 2.9 Ángulo de contacto en rodamientos de bolas con contacto angular

Los más utilizados son:

- Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

Los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular (*Figura 2.10*) pueden soportar cargas axiales que actúen solamente en un sentido. Normalmente los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, tienen un resalte alto y otro bajo, aunque algunos rodamientos tienen un aro interior con dos resaltes altos

como los rodamientos rígidos de bolas. El resalte bajo en uno o en ambos aros permite incorporar un gran número de bolas al rodamiento, permitiendo así una capacidad de carga relativamente alta. Estos rodamientos son de diseño no desarmable.



Figura 2.10 Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular

- Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular

Los rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular (*Figura 2.11*) al igual que los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas se usan cuando la capacidad de carga de los de una hilera es insuficiente ya que estos presentan una mayor capacidad de carga considerablemente más alta que los rodamientos de una hilera.



Figura 2.11 Rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular

- Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto

Los rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto (*Figura 2.12*) son rodamientos radiales de una hilera de bolas con contacto angular con caminos de rodadura diseñados para soportar cargas axiales en ambos sentidos. Pueden soportar cargas radiales que no superen una cierta proporción de la carga axial. Estos rodamientos ocupan bastante menos espacio axial que los rodamientos de dos hileras. Estos rodamientos tienen un ángulo de contacto de 35° o 45° . El aro interior está partido permitiendo la incorporación de un gran número de bolas al rodamiento, dotándole de una gran capacidad de carga. Los rodamientos son de diseño

desmontable, es decir, el aro exterior con las bolas y la jaula pueden montarse por separado de las dos mitades del aro interior.



Figura 2.12 Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto

2.2.3.3 Rodamientos de agujas

Son rodamientos con rodillos cilíndricos muy delgados y largos en relación con su menor diámetro. A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado.

Los más utilizados son:

- Coronas de agujas

Las coronas de agujas son componentes completos y listos para montar en los rodamientos. Constituyen una elección excelente para aplicaciones que requieran una disposición de rodamientos muy rígida, así como una gran capacidad de carga (Figura 2.13).

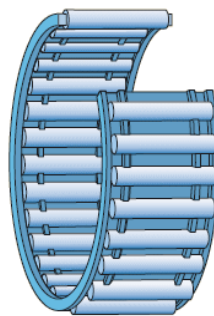


Figura 2.13 Rodamiento con corona de agujas

- Casquillos de agujas

Los casquillos de agujas son rodamientos de agujas con un aro exterior delgado embutido con fondo o sin fondo. Se caracterizan por su pequeñísima sección transversal y su elevada capacidad de carga. Los casquillos de agujas se usan generalmente en aplicaciones en las que el agujero del soporte no se puede usar

como camino de rodadura de una corona de agujas, pero se requiere una disposición de rodamientos muy compactos y económicos (*Figura 2.14*).

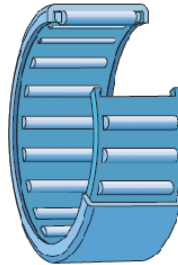


Figura 2.14 Rodamiento con casquillo de agujas sin fondo

Los casquillos de agujas con fondo son adecuados para disposiciones de rodamientos en los extremos de ejes. El diseño perfilado de la base con fondo soporta pequeñas fuerzas axiales de guiado. Los casquillos de agujas suelen montarse directamente en el eje (*Figura 2.15*).

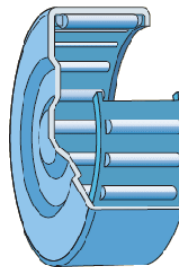


Figura 2.15. Rodamiento con casquillo de agujas con fondo

El casquillo es de chapa de acero templado y la corona de agujas forma una unidad no desarmable. El espacio disponible para el lubricante es suficientemente amplio para permitir largos intervalos de lubricación. Generalmente, los casquillos de agujas tienen una sola hilera de agujas. Los casquillos de agujas se montan con un ajuste de interferencia en el agujero del alojamiento. Por ello, no se requieren resaltes ni anillos de retención para fijar el rodamiento axialmente, por lo que el diseño del alojamiento es simple y se puede conseguir de forma económica. Para soportar cargas radiales y axiales combinadas, los casquillos de agujas se pueden combinar con un rodamiento axial de agujas con una espiga de centrado.

- Rodamientos de agujas con aros mecanizados

Los rodamientos de agujas con aros mecanizados de acero para rodamientos al cromo tienen una baja sección transversal y una capacidad de carga muy elevada

para su tamaño. Dependiendo de la aplicación, se pueden utilizar con o sin aro interior. Los rodamientos de agujas sin aro interior (*Figura 2.16*) son una elección excelente para disposiciones de rodamientos compactas si se puede temprar y rectificar el eje. Al no ser necesario un aro interior, el diámetro del eje puede ser mayor, y por lo tanto, más fuerte y rígido. El desplazamiento axial del eje respecto del alojamiento sólo está limitado por la anchura del camino de rodadura del eje. Mecanizando los caminos de rodadura del eje conforme a las precisiones de dimensiones y forma adecuadas, se pueden conseguir disposiciones de rodamientos con una gran precisión de giro.

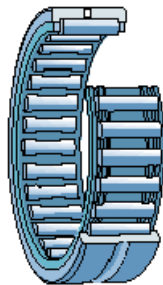


Figura 2.16 Rodamiento de agujas con aro mecanizado, sin aro interior

Los rodamientos de agujas con aro interior (*Figura 2.17*) se usan para las disposiciones en las que no es posible, o resulta muy costoso, temprar y rectificar el eje. Los rodamientos con aro interior sólo permiten el desplazamiento axial del eje respecto del alojamiento dentro de ciertos límites. Si el desplazamiento axial permisible proporcionado por un aro interior estándar es insuficiente, se puede usar un aro interior prolongado.

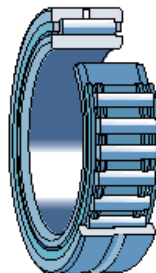


Figura 2.17 Rodamiento de agujas con aro mecanizado, con aro interior

Para soportar cargas radiales y axiales combinadas, los rodamientos de agujas con aros mecanizados se pueden combinar con rodamientos axiales de agujas con espiga de centrado.

- Rodamientos de agujas autoalineables

Los rodamientos de agujas autoalineables tienen un aro exterior con superficie exterior esférica convexa. Sobre el aro exterior hay instalados dos aros de asiento de polímero con una superficie interior esférica cóncava que se introduce en un manguito de chapa de acero embutido, permitiendo que el rodamiento se alinee por sí mismo. Los rodamientos de agujas a rótula son por lo tanto insensibles a la desalineación estática del eje respecto al soporte. Se pueden dar con aro o sin aro interior. Los rodamientos sin aro interior (*Figura 2.18*) son la solución óptima para disposiciones compactas en las que el eje se puede temprar y rectificar. En las aplicaciones en que no es posible o es excesivamente costoso temprar y rectificar el eje, se deberán usar rodamientos con aro interior.

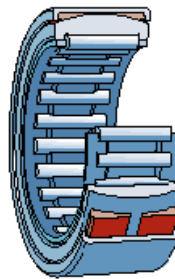


Figura 2.18 Rodamiento de agujas autoalineables, sin aro interior

Los rodamientos con aro interior (*Figura 2.19*) sólo permiten desplazamientos axiales del eje respecto al alojamiento dentro de ciertos límites. Si se van a producir desplazamientos axiales mayores, se podrán usar aros interiores prolongados, más anchos que los aros interiores estándar, estos aros interiores prolongados se deberán usar también cuando el camino de rodadura del aro interior vaya a servir como superficie de apoyo para una obturación adyacente al rodamiento.



Figura 2.19 Rodamiento de agujas autoalineables, con aro interior

2.2.3.4 Rodamientos de rodillos cónicos

El rodamiento de rodillos cónicos (*Figura 2.20*), debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, es especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Para casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto. Este rodamiento debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario. El rodamiento es desmontable; el aro interior con sus rodillos y el aro exterior se montan cada uno separadamente.



Figura 2.20 Rodamiento de rodillos cónicos

2.2.3.5 Rodamientos de rodillos cilíndricos de empuje

Son apropiados para aplicaciones que deben soportar pesadas cargas axiales. Además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección. Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada. Tienen diversos usos industriales, y su extracción es segura (*Figura 2.21*).



Figura 2.21 Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje

2.2.3.6 Rodamientos axiales de rodillos a rótula

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática. Debido a la especial ejecución de la superficie de apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite. El rodamiento puede, por lo mismo, girar a una gran velocidad, aun soportando elevada carga. Contrariamente a los otros rodamientos axiales, éste puede resistir también cargas radiales.

2.2.3.7 Rodamientos de bolas a rótula

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte. Son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción. De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior. Este tipo de rodamientos tienen menor fricción que otros tipos de rodamientos, por lo que se calientan menos en las mismas condiciones de carga y velocidad, siendo aptos para mayores velocidades.



Figura 2.22 Rodamiento de bolas a rotula

2.2.3.8 Rodamientos de rodillos cilíndricos

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no. Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos:

- Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables y permiten desplazamientos axiales relativos del alojamiento y eje en ambos sentidos.



- Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.
- Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.
- Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos. Los rodamientos de rodillos son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

2.2.3.9 Rodamientos de rodillos a rótula

El rodamiento de rodillos a rótula tiene dos hileras de rodillos con camino esférico común en el aro exterior siendo, por lo tanto, de alineación automática. El número y tamaño de sus rodillos le dan una capacidad de carga muy grande. La mayoría de las series puede soportar no solamente fuertes cargas radiales sino también cargas axiales considerables en ambas direcciones. Pueden ser reemplazados por cojinetes de la misma designación que se dará por medio de letras y números según corresponda a la normalización determinada.

2.2.3.10 Rodamientos axiales de bolas de simple efecto

El rodamiento axial de bolas de simple efecto consta de una hilera de bolas entre dos aros, uno de los cuales, el aro fijo al eje, es de asiento plano, mientras que el otro, el aro apoyado en el soporte, puede tener asiento plano o esférico. En este último caso, el rodamiento se apoya en una contra placa. Los rodamientos con asiento plano deberían, sin duda, preferirse para la mayoría de las aplicaciones, pero los de asiento esférico son muy útiles en ciertos casos, para compensar pequeñas inexactitudes de fabricación de los soportes. El rodamiento está destinado a resistir solamente carga axial en una dirección.

2.2.3.11 Rodamientos de aguja de empuje

Pueden soportar pesadas cargas axiales, son insensibles a las cargas de choque y proveen aplicaciones de rodamientos duros requiriendo un mínimo de espacio axial.

2.3 RODAMIENTOS PARA CONDICIONES ESPECIALES

2.3.1 RODAMIENTOS HÍBRIDOS

Los aros de los rodamientos híbridos (*Figura 2.23*) están hechos de acero para rodamientos y los elementos rodantes de nitruro de silicio (Si_3N_4). Además de ser unos excelentes aislantes eléctricos, los rodamientos híbridos pueden alcanzar una velocidad más alta y asegurar una mayor vida útil que los rodamientos hechos completamente de acero, en la mayoría de las aplicaciones.



Figura 2.23 Rodamiento híbrido

Su gran capacidad para aislar la electricidad es una de las características esenciales del nitruro de silicio. Éste protege los aros de los daños causados por la corriente eléctrica y lo que se conoce como ondulaciones, e incrementa por tanto la vida útil del rodamiento. La densidad del nitruro de silicio es de solamente el 40 % de la densidad del acero para rodamientos. Por tanto los elementos rodantes pesan menos y tienen una inercia menor. Esto implica menos tensión en la jaula durante los arranques y las paradas rápidas, además de una fricción considerablemente menor a velocidades altas, una fricción menor, significa que el rodamiento funciona a temperaturas más bajas y una larga vida útil del lubricante. Los rodamientos híbridos son por tanto, apropiados para las altas velocidades de giro. El nitruro de silicio presenta una mayor dureza y una mayor elasticidad que el acero, lo que hace que el rodamiento tenga una mayor rigidez y una mayor vida útil en entornos contaminados.

2.3.2 RODAMIENTOS CON AISLANTE

Los rodamientos en motores eléctricos, generadores o equipos afines corren el riesgo de ser afectados por el paso de una corriente eléctrica, que podría dañar las superficies de sus elementos rodantes y caminos de rodadura además de degradar la grasa rápidamente. El riesgo de daño, denominado erosión eléctrica, es considerablemente mayor cuando un convertidor de frecuencia controla la maquinaria eléctrica, lo que es cada vez más común. Existe el riesgo adicional que suponen las corrientes de alta

frecuencia en la aplicación, debido a las capacidades de dispersión inherentes dentro las máquinas eléctricas. Para solucionar este problema y proteger los rodamientos del paso de la corriente eléctrica se dan los rodamientos aislados contra la electricidad integrando la función de aislamiento contra la electricidad dentro del rodamiento o en su parte externa. Estos rodamientos tienen una capa nominal de óxido de aluminio de 100 μm de grosor en las superficies exteriores del aro exterior o interior, que puede soportar tensiones de hasta 1 000 V CC. Para recubrir al rodamiento con este aislante, se utiliza un espray de plasma, permitiendo un recubrimiento extremadamente coherente con un grosor uniforme, que posteriormente recibe un tratamiento para hacerlo insensible al vaho y a la humedad.

2.3.3 RODAMIENTOS PARA ALTAS/BAJAS TEMPERATURAS

Para disposiciones de rodamientos que deban funcionar a temperaturas extremas (*Figura 2.24*) en el margen de -150 a $+350$ $^{\circ}\text{C}$, o que deban soportar diferencias de temperaturas muy grandes hacen que los rodamientos normales no sean apropiados, para ello se dan una serie de rodamientos que dependiendo de la aplicación que vaya a ser sometido pueden ser:

- Rodamientos para un margen de -20 a $+150^{\circ}\text{C}$. El rodamiento es abierto, lleva una jaula de chapa de acero y está lubricado con una pasta para altas temperaturas. Todas las superficies del rodamiento están fosfatadas al manganeso para protegerlo de la corrosión, mejorar sus propiedades de funcionamiento y proporcionar una buena adhesión del lubricante.



Figura 2.24 Rodamiento para altas/bajas temperaturas

- Rodamientos para un margen de -40 a $+250$ $^{\circ}\text{C}$, estos ofrecen una protección adicional con placas a ambos lados para evitar la entrada de contaminantes sólidos y la fuga del lubricante.

- Rodamientos para un margen de -150 a $+350$ °C. Están equipados con placas de protección y una jaula de segmentos de grafito que sustituye la jaula de chapa de acero. El grafito lubrica el rodamiento, prolongando así su vida útil.
- Rodamientos para un margen de -150 a $+350$ °C. El rodamiento cuenta con placas de protección y está equipado con una jaula en forma de corona compuesta sólo de grafito, capaz de soportar cargas considerablemente más pesadas que la jaula de segmentos de grafito. Las aplicaciones más típicas de estos rodamientos son por ejemplo en carillos de secadero, hornos o transportadores para los equipos de lacado.

2.3.4 RODAMIENTOS CON SOLID OIL

Estos rodamientos incorporan un sistema innovador de lubricación creado para proteger aquellos rodamientos utilizados en aplicaciones extremadamente exigentes, donde su re-lubricación resulta difícil y donde los altos niveles de contaminación afectan su funcionamiento (*Figura 2.25*).



Figura 2.25 Rodamiento con Solid Oil

Este sistema utiliza un material polimérico que se moldea dentro del rodamiento y no perjudica su rendimiento o funcionalidad y que, según la aplicación, puede prolongar considerablemente su vida útil. Los rodamientos con Solid Oil están lubricados de por vida, llevan una jaula y elementos rodantes convencionales, e incorporan una matriz polimérica saturada con aceite que llena por completo el espacio interno del rodamiento, dejando un intersticio muy estrecho alrededor de los elementos rodantes y los caminos de rodadura. La estructura (de material polimérico) con millones de micro-poros retiene hasta cuatro veces más aceite que en un rodamiento convencional lubricado con grasa, y permite la liberación gradual del aceite alrededor de las superficies móviles internas, garantizando una lubricación consistente y uniforme durante la vida de servicio de cada rodamiento. Este sistema ofrece una serie de ventajas importantes sobre los rodamientos convencionales. En particular, permite una distribución uniforme del aceite sobre las superficies del rodamiento, independientemente de la temperatura de funcionamiento.

Por ejemplo, a bajas temperaturas, un rodamiento con Solid Oil tiene un par de arranque extremadamente bajo en comparación con los rodamientos lubricados con grasa. Análogamente, al subir la temperatura de funcionamiento, aumenta la necesidad de lubricante por la disminución de viscosidad del aceite, y al tiempo, éste dilata aflorando a la superficie del polímero para satisfacer esta necesidad. Cuando el rodamiento deja de girar, la matriz de polímero reabsorbe el exceso de aceite. Adicionalmente, los rodamientos con Solid Oil son ideales para ser utilizados en aplicaciones altamente contaminadas, ya que la matriz polimérica evita la entrada de polvo, humedad y disolventes al rodamiento, así como en aplicaciones con elevadas aceleraciones, ya que la matriz impide que el aceite sea centrifugado.

2.3.5 RODAMIENTOS DE MATERIAL POLIMÉRICO

Los rodamientos de bolas de polímero (*Figura 2.26*) constan de:

- Aros de polímero
- Bolas hechas de acero inoxidable, vidrio, polímero u otros materiales
- Una jaula de polímero.



Figura 2.26 Rodamientos de material polimérico

Los rodamientos de bolas poliméricos se pueden fabricar en diversos materiales y combinaciones de materiales. Los materiales seleccionados dependen de la aplicación. Los polímeros cuentan con unas propiedades muy distintas a las del acero. Una de sus propiedades más características es su resistencia a la corrosión y a las sustancias químicas. Los polímeros utilizados para fabricar los rodamientos tienen un bajo coeficiente de fricción y son muy resistentes al desgaste y a la fatiga. Estos rodamientos autolubricados pueden funcionar en seco y no precisan lubricante. Sin embargo, la carga y la velocidad máxima que puede soportar un rodamiento polimérico son muy inferiores a



las de los rodamientos convencionales totalmente de acero. La elevada resistencia específica (relación resistencia-peso) es una propiedad valiosa de los rodamientos de polímero, especialmente en aplicaciones donde el peso es un factor importante para el diseño. Se consigue una alta estabilidad dimensional durante la vida útil del rodamiento gracias a la baja tendencia al deslizamiento de los polímeros utilizados.

Estos rodamientos presentan varias ventajas:

- Resistentes a la corrosión
- Resistentes a las sustancias químicas
- Autolubrificantes (no precisan lubricante)
- Peso ligero (80 % menos que el acero)
- Algunos pueden utilizarse a altas temperaturas
- Bajo coeficiente de fricción
- Bajo coeficiente de fricción
- Funcionamiento silencioso
- Buenas propiedades amortiguadoras
- Aislante eléctrico
- Costes del ciclo de vida bajos

2.3.6 RODAMIENTOS CON SENSORES

Estos rodamientos incorporan una serie de sensores para poder contar con la información exacta sobre el estado de funcionamiento de los componentes que giran o se desplazan axialmente como puede ser:

1. El número de revoluciones
2. La velocidad
3. La dirección de giro
4. La posición relativa/recuento
5. La aceleración o deceleración

Estos rodamientos con sensor (*Figura 2.27*) suelen constar de un rodamiento rígido de bolas, una unidad sensora activa protegida de las influencias externas y un aro impulsor formando todo ello una unidad integral. Se diseñan especialmente para funcionar como codificadores incrementales para el control de motores y/o máquinas. Están especialmente adaptadas para ajustarse a motores asíncronos, y permiten una codificación compacta y fiable para su control más exigente. Sus aplicaciones abarcan todo tipo de procesos automatizados como por ejemplo sistemas transportadores.



Figura 2.27 Rodamiento con sensor



3. DEFECTOLOGIA EN RODAMIENTOS



3.1 DEFECTOLOGIA EN RODAMIENTOS

Los rodamientos se encuentran entre los componentes más importantes en la inmensa mayoría de las máquinas, exigiéndose de ellos una gran capacidad de carga y fiabilidad. Desgraciadamente, no poseen una vida infinita y, antes o después, terminan rompiéndose, aunque si son correctamente seleccionados, lubricados apropiadamente y no se usan de forma abusiva pueden durar tanto tiempo como las máquinas en las que están instalados. Esto último no siempre es así ya que, por diversos motivos, se producen averías en ellos que obligan a su re-emplazamiento como se indica en la *Figura 3.1*. Dada su gran importancia han sido objeto de profundos estudios, que han permitido darles una vida de servicio equiparable a la de la máquina que lo aloja.

Cada uno de los factores que producen averías origina su propio tipo de fallo e imprimen su particular huella en el rodamiento. Por ello, en la mayoría de los casos, examinando un rodamiento averiado es posible formar una opinión sobre la causa del fallo y adoptar la medida precisa para evitar su repetición.

La vida de un rodamiento se puede definir como el número de revoluciones que el rodamiento efectúa antes de que se produzca un fallo incipiente (desconchado). Esto no significa que el rodamiento no pueda ser utilizado después.

El descascarillado es un proceso continuo y relativamente prolongado y anuncia su presencia por el incremento de los niveles de ruido y vibración en el rodamiento. En consecuencia y, por regla general, hay cierto tiempo para efectuar un cambio de rodamiento. Incluso en las condiciones de servicio más favorables, un rodamiento no puede funcionar eternamente porque, antes o después, se producirá la fatiga del material.

El período de tiempo que transcurre hasta que aparece el primer signo de fatiga es función del número de revoluciones a que es sometido el rodamiento y a la magnitud de la carga. Sin embargo, la gran mayoría de los rodamientos no alcanzan la vida nominal calculada. Esto puede ser debido a varias razones: lubricación inadecuada, cargas más elevadas de las previstas, obturaciones ineficaces, ajustes demasiado fuertes o excesivo juego interno, etc. Cada uno de estos factores origina su avería característica e imprime su particular huella en el rodamiento, de forma que, en la mayoría de los casos, inspeccionando los elementos del rodamiento averiado es posible establecer la causa del fallo.

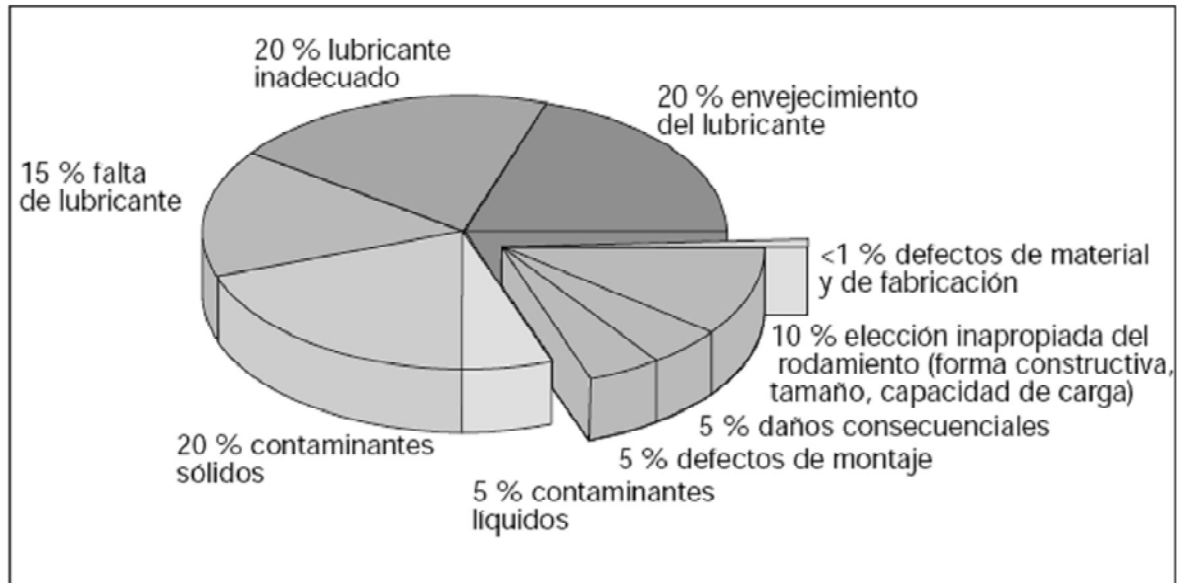


Figura 3.1 Causas de los fallos en los rodamientos (FAG)

Cada avería primitiva del rodamiento genera su propio deterioro característico. Este, conocido como daño primario, da lugar a daños secundarios que inducen al daño más grave: desconchado y rotura. Frecuentemente, un rodamiento averiado ostenta una combinación de daño inicial y daño secundario.

Los diferentes tipos de daños que se producen en los rodamientos se pueden clasificar de la siguiente manera:

Tabla I. Clasificación de tipos de daños en rodamientos

Daño inicial o primario	Daño secundario
Desgaste	Desconchado (descascarillado)
Muecas	Roturas
Adherencia	
Fatiga superficial	
Corrosión	
Daño por corriente eléctrica	



3.1.1 DESGASTE

En condiciones normales, no existe desgaste apreciable en los rodamientos, sin embargo, este puede producirse como resultado de la presencia de partículas extrañas dentro del rodamiento, cuando la lubricación es insatisfactoria o debido a vibraciones en rodamientos que permanecen estacionarios.

3.1.1.1 Desgaste producido por partículas abrasivas.

El desgaste debido a la contaminación partículas abrasivas, no sólo ocurre en la superficie en deslizamiento, sino también en las superficies de los elementos rodantes. La cantidad de partículas abrasivas se incrementa, gradualmente, a medida que el material se va desprendiendo de los caminos de rodadura y de la jaula. Por lo que el desgaste se convierte en un proceso acelerado, hasta el punto de hacer inservible el rodamiento. Sin embargo no es necesario tirar a la chatarra rodamientos ligeramente desgastados ya que pueden ser utilizados de nuevo después de una buena limpieza. Estos defectos se deben a una ausencia de limpieza antes y durante la operación de montaje o el uso de un lubricante contaminado debido a partículas de la jaula de latón. El efecto que tendría sería la aparición de pequeñas muescas en el contorno de los caminos de rodadura y elementos rodantes dándose superficies opacas y desgastadas. Para evitar esta defectología debemos desembalar los rodamientos justo antes de ser montados, mantener limpio el taller y usar herramientas limpias, verificar y mejorar la estanqueidad, y utilizar siempre lubricante nuevo y limpio, limpiando los engrasadores y filtrando el aceite.

3.1.1.2 Desgaste producido por lubricación inadecuada.

Si no hay suficiente lubricante o si éste ha perdido sus propiedades lubricantes se produce un contacto metálico entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura (*Figura 3.2*). Los picos de rugosidad, remanentes del proceso de fabricación, se desprenden y, al mismo tiempo, se obtiene un cierto efecto de laminado. La fatiga superficial también puede surgir en esta etapa. Si el lubricante está completamente agotado la temperatura se elevará rápidamente, entonces el material templado se reviene y la superficie adquiere matices entre azul y pardo. La temperatura puede llegar a ser tan alta como para producir el gripado del rodamiento. Para evitar este tipo de defectología se debe comprobar que el lubricante llega al rodamiento y dar un re-lubricación más frecuente.

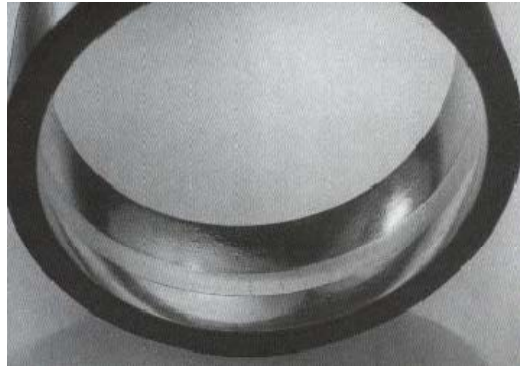


Figura 3.2 Desgaste producido por una lubricación inadecuada

3.1.1.3 Desgaste producido por vibración.

Cuando un rodamiento no gira no se forma la película de lubricante entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. La ausencia de esta película permite el contacto metálico y la vibración produce pequeños movimientos relativos entre los elementos rodantes y los aros (*Figura 3.3*). Como resultado de este movimiento, se rompen pequeñas partículas de la superficie y esto lleva a la formación de depresiones en los caminos de rodadura. Este deterioro es conocido como vibrocorrosión (falsa huella Brinell). Las bolas producen cavidades esféricas mientras que los rodillos producen acanaladuras.



Figura 3.3 Aro interior y exterior de un rodamiento de rodillos cilíndricos expuesto a vibraciones

En muchos casos es posible percibir herrumbre roja en el fondo de las depresiones que está originada por la oxidación (como resultado de su exposición al aire) de partículas desprendidas que presentan una gran área en relación con su volumen. Nunca existe deterioro visible en los elementos rodantes. Cuanto mayor es la energía de vibración, más severo es el daño. El período de tiempo y la magnitud del juego interno del rodamiento también se hacen notar, sin embargo, la frecuencia de las vibraciones no parece tener



ningún efecto considerable. Los rodamientos de rodillos han demostrado ser más sensibles a este tipo de deterioros que los rodamientos de bolas. Esto se debe a que las bolas pueden rodar en cualquier dirección mientras que los rodillos sólo ruedan en una dirección, y el movimiento en otras direcciones se efectúa forma de deslizamiento. Los rodamientos con deterioro por vibración se encuentran generalmente en máquinas que no están funcionando pero cercanas a otras máquinas que producen vibraciones. Para evitar esta defectología se debe asegurar el rodamiento durante el transporte mediante precarga radial. Proveer una base anti-vibratoria. Utilizar, si es posible, rodamientos de bolas en lugar de los de rodillos. Emplear lubricación por baño de aceite, si es posible.

3.1.2 MUESCAS

Los caminos de rodadura y los elementos rodantes del rodamiento pueden llegar a presentar muescas si la presión de montaje está aplicada al aro equivocado, de forma que esta se transmite a través de los elementos rodantes, ora porque el rodamiento está sujeto a cargas anormales mientras no está girando, ora debido a partículas extrañas en el rodamiento.

3.1.2.1 Muestras producidas por defecto de montaje o sobrecarga.

Cuando se produce esta defectología, la distancia entre las huellas es idéntica al espacio existente entre los elementos rodantes. Los rodamientos de bolas son propensos a muescas si la presión es aplicada de tal modo que se transmita a través de las bolas durante las operaciones de montaje o desmontaje. Los rodamientos de bolas a rótula son particularmente susceptibles a deterioro en tales circunstancias. En cambio, en los rodamientos de rodillos a rótula el deterioro sobreviene como adherencia y, posteriormente, si se incrementa la presión, llega a convertirse en una huella. Las mismas condiciones son aplicables a rodamientos de rodillos cónicos que, sin girar, se pre-cargan demasiado. Los rodamientos que se montan con excesiva interferencia y los rodamientos con agujero cónico que se calan demasiado en el asiento del eje o manguito, también llegan a mellarse. Para evitar esta defectología en los rodamientos, se debe aplicar la presión de montaje al aro con ajuste de interferencia y evitar sobrecargas o usar rodamientos con una mayor capacidad de carga estática.



Figura. 3.4 Arandela de un rodamiento axial de bolas sujeta a sobrecarga mientras no gira. Las muescas, estrechas y radialmente alineadas, no son esféricas como en los rodamientos radiales de bolas

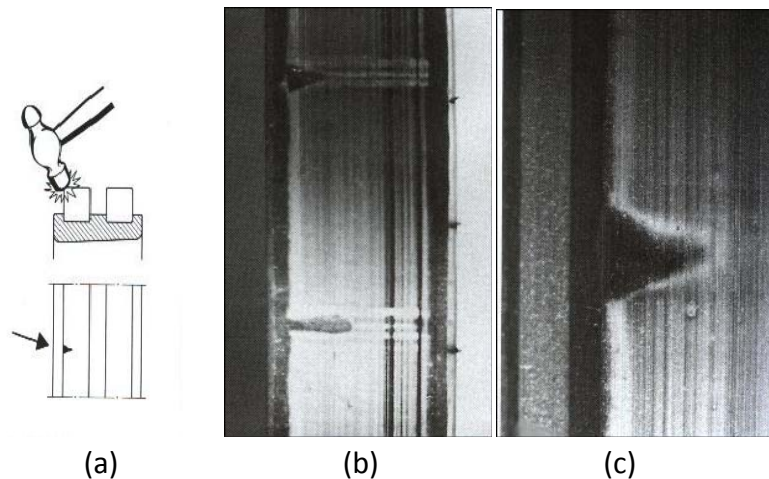


Figura 3.5 (a, b, c) Ejemplo de los resultados de una manipulación indebida. En un rodamiento de dos hileras de rodillos cilíndricos, un rodillo ha sufrido un impacto (fig. 3.5 a). Una vista periférica del rodillo (fig. 3.5 b) muestra dos muescas diametralmente opuestas. El rodillo, a su vez, ha marcado el camino de rodadura del aro interior (fig. 3.5 c).

3.1.2.2 Muecas producidas por partículas extrañas.

Las partículas extrañas causan muescas cuando son arrolladas en los caminos de rodadura por los elementos rodantes (Figura 3.6). Las partículas que producen las muescas no tienen porqué ser de material duro ya que fragmentos delgados de papel e hilos desprendidos de algodón o de trapos usados para limpieza, pueden provocar esta avería. Las muescas causadas por estas partículas son en las mayorías de los casos, pequeñas y distribuidas por los caminos de rodadura. Para evitar este tipo de defectología se debe de observar bien la limpieza durante el montaje y usar lubricantes no contaminados.



Figura 3.6 Muescas provocadas por suciedad

3.1.3 ADHERENCIAS

La adherencia es un fenómeno que se da cuando dos superficies lubricadas deslizan entre sí, bajo carga y el material se transfiere de una a otra provocando un desgarro de las superficies. Cuando esto se produce, el material alcanza generalmente tales temperaturas que da lugar a revenido. Esto produce concentraciones de fatiga localizadas que pueden originar agrietamiento o desconchado. En los rodamientos de rodillos el deslizamiento se produce principalmente entre superficies en el extremo de rodillo-pestaña de guía. La adherencia también puede surgir cuando los rodillos están sometidos a severa aceleración al entrar en la zona de carga. Si los aros giran respecto a su asiento en el eje o soportes, también se puede provocar adherencias en el agujero, diámetro exterior o caras laterales de dichos aros. En los rodamientos axiales de bolas, la adherencia puede ocurrir si la carga es demasiado ligera con relación a la velocidad de rotación.

3.1.3.1 Adherencia de extremos de rodillos y pestañas de guía.

En rodamientos de rodillos cilíndricos y cónicos, y en rodamientos de rodillos a rótula con pestañas de guía, se puede producir adherencias sobre las caras de guía de las pestañas y los extremos de los rodillos. Esto se atribuye a lubricación insuficiente entre pestañas y rodillos (*Figura 3.7*). Ocurre cuando una carga axial fuerte actúa en un sentido durante mucho tiempo, por ejemplo cuando los rodamientos de rodillos cónicos están sometidos a excesiva precarga. En los casos en que la carga axial cambia de sentido, la adherencia es menos común, ya que cuando el extremo del rodillo queda descargado hay mayor oportunidad para que el lubricante entre. Mediante un lubricante adecuado se pueden evitar en gran medida tales adherencias.

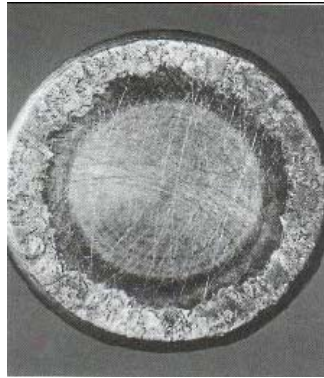


Figura 3.7 Rodillo cilíndrico con adherencias en el extremo, causadas por fuerte carga axial y lubricación inadecuada

3.1.3.2 Adherencia por patinado de rodillos y caminos de rodadura.

En ciertas circunstancias se pueden presentar adherencias sobre superficies de rodillos y en caminos de rodadura de rodamientos de rodillos cilíndricos y a rótula (*Figura 3.8*). Esto se produce al estar retardada la rotación de los rodillos en la zona sin carga, cuando éstos no son conducidos por los aros. Consecuentemente su velocidad de rotación es entonces menor que cuando están en la zona con carga. Los rodillos están sometidos a una rápida aceleración y el deslizamiento resultante es tan grande que puede producir adherencia. Esta defectología se podría evitar usando un lubricante más adecuado y reduciendo el juego interno del rodamiento.

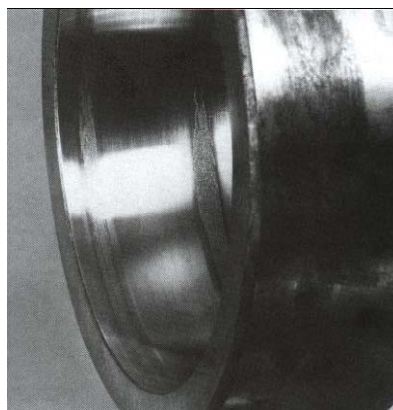


Figura 3.8 Adherencia sobre la superficie de un rodillo de un rodamiento de rodillos a rótula

3.1.3.3 Adherencia de caminos a intervalos correspondientes al espacio entre rodillos.

Con demasiada frecuencia, cuando los rodamientos de rodillos cilíndricos están siendo montados, el conjunto del aro con rodillos y jaula se introduce de manera inclina, llegar a ser girados. Entonces los rodillos marcan el camino de rodadura del otro aro, en forma de trazos largos y transversales. Este tipo de fallo puede ser evitado si el rodamiento está



bien lubricado y uno de los aros se gira. Cuando se monta un número elevado de rodamientos es oportuno utilizar un anillo guía de montaje. Puede surgir un daño parecido si los aros del rodamiento se montan con ajuste demasiado fuerte en relación con el juego interno, tal como ocurre con la precarga (*Figura 3.9*). Los trazos de adherencia (*Figura 3.10*) también pueden aparecer entre los caminos de rodadura de rodamientos de rodillos a rótula o cónicos. Estos trazos son el resultado de una mala manipulación o de prácticas incorrectas de montaje. Los impactos o fuertes presiones aplicadas al aro equivocado, sin girar el rodamiento, hacen que los rodillos produzcan marcas transversales estrechas de adherencia en los caminos de rodadura.



***Figura 3.9** Camino de rodadura del aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula con trazos de adherencia producidos por un golpe contra el aro interior*



***Figura 3.10** Detalle de uno de los trazos de adherencia*

3.1.3.4 Adherencia de superficies externas.

La adherencia puede aparecer sobre las superficies externas de rodamientos fuertemente cargados. La adherencia, en este caso, es el resultado de movimientos relativos entre el aro del rodamiento y su eje o soporte, produciéndose una superficie deteriorada y descolorida tanto en la superficie externa del aro interior como del aro exterior (*Figura 3.11*). Esta adherencia solo se puede si los ajustes son tan estrechos como para impedir el movimiento del aro respecto a su asiento correspondiente. Una compresión axial más fuerte no sirve.



Figura 3.11 Superficie exterior con adherencias en el aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula

3.1.3.5 Adherencia de superficies internas.

Este tipo de adherencia ocurre en los rodamientos axiales de bolas cuando la velocidad de rotación es demasiado alta en relación con la carga (*Figura 3.12*) ya que la fuerza centrífuga impulsa las bolas hacia la parte externa de los caminos de rodadura donde las bolas no ruedan satisfactoriamente por las pistas. Esto conduce a la formación de marcas diagonales en la parte externa de los caminos de rodadura. Tal deterioro puede evitarse sometiendo al rodamiento a una carga adicional como por ejemplo la aplicación de muelles.



Figura 3.12 Camino de rodadura de rodamiento axial de bola con marcas debidas a una velocidad de giro demasiado elevada en relación con la carga

3.1.4 FATIGA SUPERFICIAL

Si la película de lubricante entre los caminos de rodadura y los elementos rodantes llega a ser demasiado fina, las crestas de asperezas superficiales entrarán momentáneamente en contacto entre sí, entonces, se producirán pequeñas grietas en la superficie, lo cual se

conoce como fatiga superficial (*Figura 3.13*). Estas grietas no deben confundirse con las grietas de fatiga, que se originan debajo de la superficie y conducen al descascarillado, las grietas de fatiga superficial son microscópicamente pequeñas y crecen, gradualmente, hasta un tamaño tal que interfieren en el rodaje del rodamiento. Estas grietas pueden, sin embargo, acelerar la formación de grietas de fatiga bajo la superficie y acortar así la vida del rodamiento. Si la lubricación se mantiene siempre satisfactoria, es decir, si la película de lubricante no llega a ser muy delgada no hay riesgo de fatiga superficial.



***Figura 3.13** Fatiga superficial en forma de una banda rodeando el rodillo de un rodamiento de rodillos a rótula*

3.1.5 CORROSIÓN

Si se introduce agua o agentes corrosivos en el rodamiento, en tal cantidad que el lubricante no puede ofrecer protección para la superficie del acero, se formará óxido, tal y como se muestran en las siguientes figuras (*Figuras 3.14, 3.15 y 3.16*). Si este proceso no se resuelve a tiempo conducirá pronto a zonas de óxido profundo. Otro tipo de corrosión que también se produce en los rodamientos es la oxidación de contacto.



***Figura 3.14** Oxidación en el aro interior de un rodamiento cónico. La oxidación tiene un espaciado equivalente a la distancia entre elementos rodantes. La oxidación se ha producido por la presencia de agua en el lubricante*



Figura 3.15 Corrosión en el anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos a rótula, producida por la entrada de agua en el rodamiento



Figura 3.16 Oxidación en el aro exterior de un rodamiento cónico. La oxidación tiene un espaciado equivalente a la distancia entre elementos rodantes. La oxidación se ha producido por la presencia de agua en el lubricante

3.1.5.1 Oxido profundo.

Se produce cuando una delgada película protectora de óxido se forma sobre las superficies limpias del acero expuestas al aire. Sin embargo, esta película no es impenetrable y si el agua o elementos corrosivos toman contacto con las superficies del acero se formarán manchas de grabado. Estas pronto evolucionan dando lugar a zonas de óxido profundo. Las zonas de óxido profundo suponen un gran peligro para los rodamientos ya que pueden iniciar el desconchado y formación de grietas. Los materiales que más influyen para el proceso de oxidación son los ácidos ya que corroen el acero rápidamente, como por ejemplo las sales que están presentes en el agua ya que constituyen un electrólito que causa una corrosión galvánica, conocida como “grabado al agua”. Para evitar esta oxidación basta con mejorar la obturación y utilizar lubricantes con mejores propiedades inhibidoras.



3.1.5.2 Corrosión de contacto.

Si se perfora la fina película de óxido, la oxidación continuará más profundamente dentro del material. Un ejemplo de esto es la corrosión que acontece cuando existe movimiento relativo entre el aro del rodamiento y eje o soporte, a causa del ajuste demasiado flojo. Este tipo de daño se llama corrosión de contacto y puede ser relativamente profunda localmente. El movimiento relativo puede producir también pequeñas partículas de material que se llegan a desprender de la superficie. Estas partículas se oxidan rápidamente cuando quedan expuestas al oxígeno en la atmósfera. Como consecuencia de la corrosión de contacto, los aros del rodamiento pueden no estar soportados uniformemente y esto tiene un desfavorable efecto sobre la distribución de la carga. Las áreas oxidadas también actúan como defecto de entalla.

3.1.6 AVERÍA PRODUCIDA POR PASO DE CORRIENTE ELÉCTRICA

Cuando la corriente eléctrica pasa a través de un rodamiento, es decir, pasa de un aro a otro a través de los elementos rodantes, el proceso que se da en las superficies en contacto es similar al de soldadura por arco eléctrico y esto provoca que el material se caliente alcanzando niveles de temperaturas desde temple hasta fusión. Esto conduce a la aparición de áreas descoloridas, variando en tamaño, donde el material ha sido templado, revenido o fundido formándose también pequeños cráteres allí donde el material ha fundido. Puede ser difícil distinguir entre fallo por corriente eléctrica y fallo por vibración. Una característica del estriado causado por corriente eléctrica es el fondo oscuro de la marca (*Figura 3.17*), opuesto al brillante o rojizo fondo del estriado producido por la vibración. Otra característica sobresaliente es la ausencia de fallo en los elementos rodantes cuando hay vibración. Tanto la corriente alterna como la continua causan daño en los rodamientos, incluso corrientes de baja intensidad son peligrosas. Los rodamientos que no giran (*Figura 3.18*) ofrecen mucha más resistencia al daño por corriente eléctrica que los que giran. La magnitud de los daños depende de varios factores, tales como la intensidad de corriente, duración carga sobre el rodamiento, velocidad y lubricante. La única forma de evitar daños es impedir cualquier paso de corriente eléctrica a través del rodamiento.

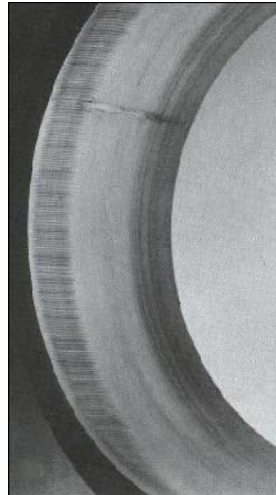


Figura 3.17 Estrías causadas por el paso de corriente eléctrica en el aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula

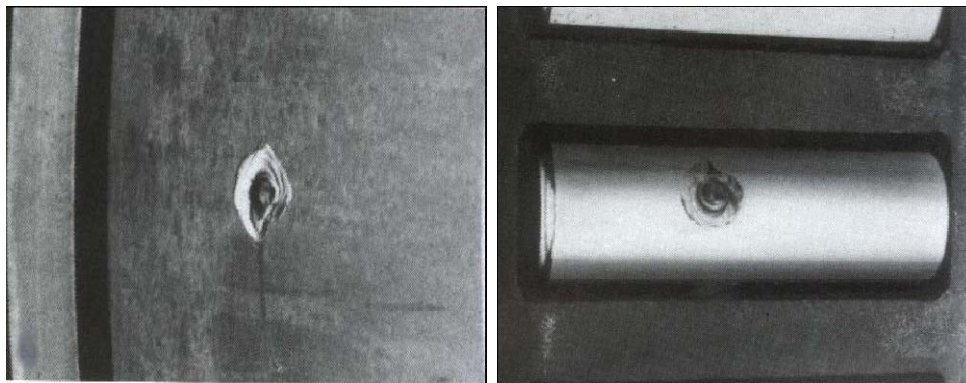


Figura 3.18 Rodamiento de ferrocarril dañado en una pista y en el rodillo por el paso de corriente de alta intensidad mientras el rodamiento permanecía inmóvil

3.1.7 DESCONCHADO O DESCASCARILLADO

El período de tiempo que transcurre hasta que aparece el primer signo de fatiga en un rodamiento es función del número de revoluciones a que es sometido y de la magnitud de la carga, cuando estos esfuerzos se prolongan causan grietas que se extienden gradualmente hasta la superficie. Conforme los elementos rodantes alcanzan los fragmentos agrietados del material, estos rompen. Esto es conocido como “flaking” o “spalling” (desconchado o descascarillado), el desconchado se incrementa progresivamente en extensión y finalmente deja del rodamiento inservible (*Figura 3.19*).

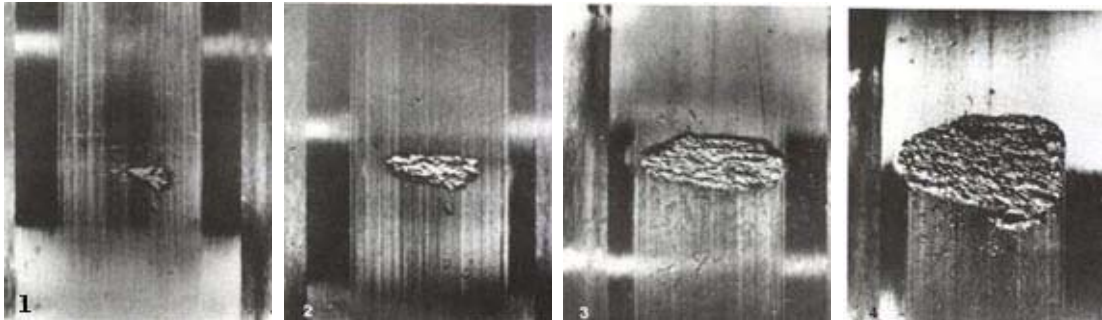


Figura 3.19 Fases progresivas del desconchado

Sin embargo, esta no es la causa más corriente de desconchado, ya que se le puede atribuir a otros factores. Si se descubre en una etapa inicial, cuando el deterioro no está demasiado extendido, frecuentemente es posible diagnosticar su causa y tomar medidas necesarias para evitar una repetición de la avería. Cuando el desconchado ha proseguido hasta un cierto nivel, hace notar su presencia en forma de ruido y vibración, lo que sirve como advertencia de que es el momento para sustituir el rodamiento. Las causas de un desconchado prematuro pueden ser unas cargas externas demasiado elevadas, precargas a causa de ajustes incorrectos, excesivo calado en asiento cónico, ovalidad debida a error de redondez del asiento en eje o alojamiento, compresión axial como resultado de dilatación térmica, etc. El desconchado puede estar causado también por otros tipos de daños tales como muescas, corrosión profunda, corriente eléctrica perjudicial o adherencias.

3.1.7.1 Desconchado producido por precarga.

En este tipo de desconchado se da una huella firmemente señalada en los caminos de rodadura de ambos aros dándose el desconchado normalmente en la zona más cargada. Esto se debe a precargas causadas por la existencia de ajustes demasiado fuertes, calado excesivo en asientos cónicos o una excesiva diferencia de temperatura entre aros interior y exterior (*Figura 3.20*).



Figura 3.20 Pista interior y rodillos desconchados, en un rodamiento de rodillos cónicos. Las causas de esta avería son carga pesada y lubricación inadecuada

3.1.7.2 Desconchado producido por compresión oval.

El aspecto que presenta este tipo de desconchado son unas huellas firmemente señaladas en dos sectores diametralmente opuestos de cada aro del rodamiento, causados por asientos ovalados en el eje o soporte (*Figura 3.21*). Para paliar este tipo de defectos es necesario fabricar un nuevo eje o soporte o metalizar la pieza y rectificarla.

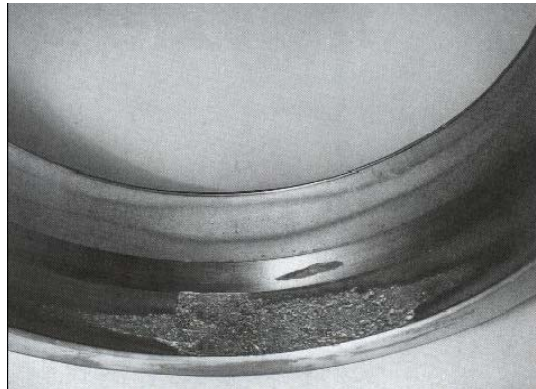


Figura 3.21 Desconchado del aro exterior de un rodamiento de rodillos a rótula que ha sido montado en un alojamiento ovalado

3.1.7.3 Desconchado producido por compresión axial.

Para este tipo de desconchado, dependiendo del tipo de rodamiento al que este afectado puede presentar varios aspectos:

- Rodamientos rígidos de bolas: huella firmemente marcada, desplazada en ambos aros.
- Rodamientos de bolas y de rodillos a rótula: huella firmemente marcada por una hilera de elementos rodantes (*Figura 3.22*).

Este defecto es producido por un montaje incorrecto, que se traduce en carga axial, por ejemplo, excesiva precarga de rodamientos de bolas con contacto angular y de rodillos cónicos. También puede ser causado porque el rodamiento libre se ha frenado o que la libertad de movimiento axial que se debe de dejar para absorber la dilatación térmica no ha sido suficiente. Para evitar estos desconchados se debe comprobar y verificar el ajuste al montar el rodamiento, lubricar las superficies y dar una mayor libertad de movimiento si la diferencia de temperatura entre el eje y el alojamiento no puede reducirse.

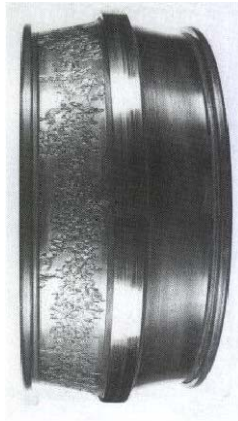


Figura 3.22 Aro interior desconchado de un rodamiento de rodillos a rótula. La extensión de las marcas, enteramente alrededor de uno de los caminos de rodadura, indica que la carga axial ha sido muy grande con relación a la carga radial

3.1.7.4 Desconchado producido por desalineación.

Para este tipo de desconchado, al igual que el anterior, puede presentar varios aspectos dependiendo del tipo de rodamiento:

- Rodamiento rígido de bolas: huella diagonal, firmemente marcada en dos sectores diametralmente opuestos.
- Rodamientos de rodillos cilíndricos: desconchado en el borde del camino de rodadura.

Este desconchado se puede dar por una desalineación de los asientos de los rodamientos o una superficie de apoyo inclinada.

3.1.7.5 Desconchado producido por muesca.

Este tipo de desconchado es producido por muescas resultantes de montajes defectuosos o sobrecargas en rodamientos que no giran o producidas por partículas extrañas, dando este desconchado junto a estas muescas.

3.1.7.6 Desconchado producido por adherencias.

Este tipo de desconchado es producido adherencias transversales por montaje defectuoso o adherencias por arrastre, dándose el desconchado al comienzo de la zona de carga en los caminos de rodadura de rodamientos de rodillos o coincidiendo con el espacio entre rodillos en caminos de rodadura de rodamientos de rodillos.

3.1.7.7 Desconchado producido por óxido profundo y corrosión de contacto

El desconchado en este caso es originado por los daños de corrosión causados por el óxido profundo o por la corrosión de contacto dándose en este caso en el camino de rodadura de uno u otro aro.



3.1.7.8 Desconchado producido por acanaladuras o cráteres.

El desconchado en este caso es originado por vibraciones mientras el rodamiento permanecía inmóvil o por paso de corriente eléctrica, dándose el desconchado junto a las acanaladuras o cráteres tanto corroídos o brillantes como quemados o oscurecidos.

3.1.8 GRIETAS

Las grietas pueden formarse en los aros del rodamiento por varias razones. La causa más común es un trato brusco cuando el rodamiento está siendo montado o desmontado. Los golpes de mazo, aplicados directamente contra el aro o mediante un botado templado, pueden originar la formación de fina grietas de distinto aspecto, tal y como se puede observar en las siguientes imágenes (*Figuras 3.23, 3.24 y 3.25*):

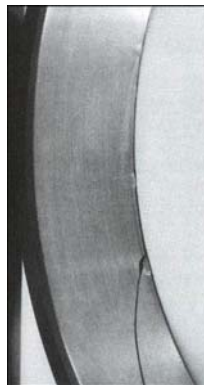


Figura 3.23 *Fractura del aro exterior de un rodamiento de bolas a rótula. Las muescas visibles en el borde inferior del aro fueron causadas por un mal trato, originando la fisura en una de estas muescas*

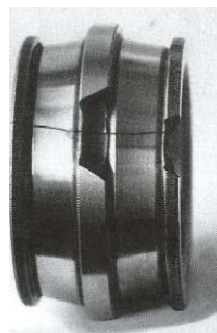


Figura 3.24 *Fractura del aro interior de un rodamiento de rodillos a rótula. Uno de los rodillos ha sido extraído para permitir que el camino de rodadura en el lado izquierdo fuese examinado. El rodillo fue reinsertado con el martillo causando parte de la rotura de la pestaña central. Los impactos han sido transmitidos al camino opuesto a través de un rodillo, y parte de la pestaña también ha saltado. Al mismo tiempo el aro se ha fracturado transversalmente*

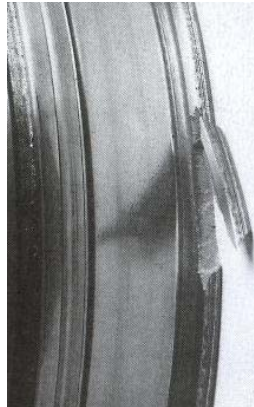


Figura 3.25 Aro interior de un rodamiento de rodillos a rótula con la pestaña exterior fracturada por golpes directos de martillo

Otra causa del agrietamiento del aro es calar excesivamente sobre asiento cónico o manguito. Los esfuerzos de tracción que surgen en los aros, como resultado de un calado excesivo, producen grietas cuando el rodamiento se pone en servicio. Se puede obtener el mismo resultado cuando los rodamientos se calientan y después se montan sobre ejes fabricados con tolerancias no adecuadas.

Las adherencias, descritas en una sección anterior, también pueden producir grietas, perpendiculares a la dirección del deslizamiento. Las grietas de esta naturaleza producen fracturas que cruzan los aros de parte a parte como se puede observar en la *Figura 3.26*:



Figura 3.26 Aro interior de un rodamiento de rodillos a rótula fracturado transversalmente seguido de adherencias en una cara. El aro ha sido montado junto a un distanciador que no ha tenido un ajuste suficientemente fuerte sobre el eje

Lo mismo se aplica a la corrosión por contacto, dándose en este caso las grietas de forma transversal en aros interiores y longitudinales en aros exteriores, junto con corrosión de contacto tal y como se puede observar en las siguientes imágenes (*Figuras 3.27 y 3.28*):

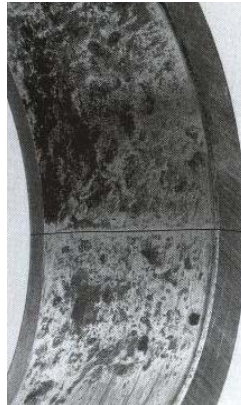


Figura 3.27 Aro interior de rodamiento de rodillos a rótula con corrosión de contacto y rotura transversal



Figura 3.28 Rotura longitudinal de un aro exterior de rodamiento rígido de bolas, con corrosión de contacto

3.1.9 AVERÍAS DE LA JAULA.

Si al examinar un rodamiento deteriorado se encuentra la jaula dañada puede, en muchos casos, resultar difícil establecer la causa. Generalmente, si otros componentes del rodamiento están dañados también hace mucho más difícil descubrir la razón de la avería. Sin embargo, hay ciertas causas de avería de la jaula, concretamente vibraciones, velocidad excesiva, desgaste y gripado.

3.1.9.1 Vibraciones.

Cuando un rodamiento está expuesto a vibraciones, las fuerzas de inercia pueden ser tan grandes que originan fatiga y forman grietas en la jaula después de un cierto tiempo (*Figura 3.29*). Antes o después estas grietas producen la rotura de la jaula.

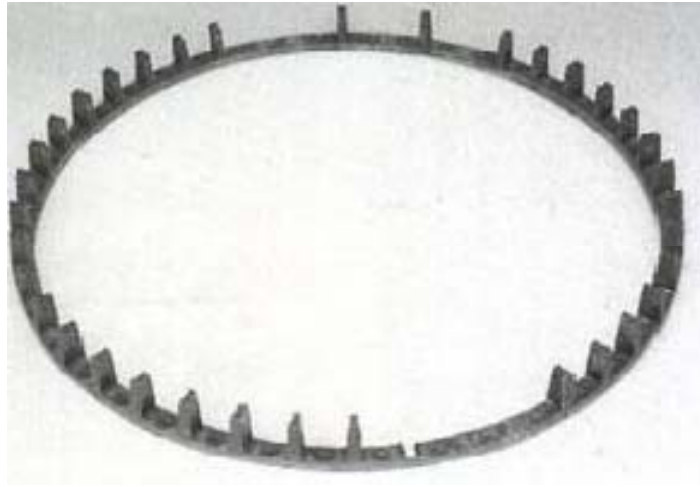


Figura 3.29 Jaula deteriorada por fatiga de un rodamiento de rodillos a rótula

3.1.9.2 Velocidad excesiva.

Si el rodamiento gira a velocidad mayor que la admitida por la jaula, esta es sometida a elevadas fuerzas de inercia que pueden producir fracturas. Frecuentemente, para velocidades muy altas es posible seleccionar rodamientos con jaulas de diseño especial.

3.1.9.3 Desgaste.

El desgaste de la jaula puede ser originado por lubricación inadecuada o por partículas abrasivas. El propósito de los rodamientos es, por principio, evitar el rozamiento originado por el deslizamiento. Sin embargo, en lo que concierne a la jaula, el deslizamiento no puede ser eliminado en los contactos con los otros componentes del rodamiento. Esto explica por qué la jaula es el primer componente en ser afectado cuando la lubricación es inadecuada (*Figura 3.30*). La jaula siempre se fabrica de material más blando que los otros componentes y, consecuentemente, se desgasta más rápidamente. Como los alvéolos aumentan de tamaño debido al desgaste, las guías de los elementos rodantes se deterioran. Esto mismo también ocurre en los casos donde la jaula está centrada en los elementos rodantes. Las fuerzas resultantes pueden conducir al fallo de la jaula dentro de un corto espacio de tiempo.



Figura 3.30 Jaula deteriorada de un rodamiento de bolas debido a una pobre lubricación

3.1.9.4 Gripado.

Los fragmentos de material desconchado y otras partículas duras pueden quedar encajados entre la jaula y elementos rodantes, impidiendo la rotación de estos sobre su propio eje. Esto produce el fallo de la jaula.

3.1.9.5 Otras causas de avería de la jaula.

Si los aros de un rodamiento rígido de bolas se ajustan, sin alineación, uno respecto al otro, la huella de las bolas tiene forma ovalada. Si la jaula está centrada sobre las bolas, tiene que cambiar de forma por cada revolución que realiza. En el material se forman grietas por fatiga y, más tarde o más temprano, esto produce la fractura. Se tiene un caso similar cuando un rodamiento axial de bolas se empareja con una rótula radial. Si el juego se incrementa en esta última, las arandelas del rodamiento llegan a desplazarse entre sí. Entonces las bolas no siguen su huella normal y se pueden alcanzar altas tensiones en las jaulas. Las jaulas de rodamientos sujetos a fuertes aceleraciones y deceleraciones, asociadas con fluctuaciones de velocidad, son afectadas por fuerzas de inercia. Esto da lugar a considerables presiones entre las superficies en contacto, con el consiguiente fuerte desgaste.



3.2 COMPORTAMIENTO VIBRATORIO DE LOS RODAMIENTOS CON DEFECTOS LOCALIZADOS

Los defectos en los rodamientos pueden clasificarse en defectos localizados y defectos distribuidos.

- Decimos que un defecto es localizado cuando este se encuentra en una posición bien definida en alguno de los componentes del rodamiento, ya sea el anillo interno, anillo externo o en los elementos rodantes. Los defectos localizados abarcan la formación de hoyos ó picaduras, las grietas, etc., siendo las picaduras o 'spalling' los que predominan. El defecto originado por una grieta de fatiga que surge bajo la superficie del elemento y se propaga hacia el exterior hasta que arranca una lámina de metal, formando así una pequeña picadura de aproximadamente $100\text{ }\mu\text{m}$. o superior, en su inicio.
- Los defectos distribuidos incluyen rugosidad superficial y ondulaciones en las pistas, pistas desalineadas y elementos rodantes de tamaños ó geometrías defectuosas.

Cuando un elemento rodante pasa sobre un defecto local, da origen a una fuerza impulsiva que genera una vibración. Mediante un análisis de la misma, se puede detectar la presencia de dicho defecto.

Cuando el defecto se encuentra en su estado incipiente, estas fuerzas impulsivas, contienen muy poca energía, pues se trata de impulsos de muy corta duración, aunque las amplitudes de la vibración pueden llegar a ser relativamente elevadas. La detección de un defecto en un rodamiento a partir de la señal de vibración generada por una máquina en funcionamiento presenta cierta complejidad respecto a otros defectos como desequilibrios, des-alineamientos, holguras, etc. ya que presentan un menor intercambio de energía.

Cuando un rodamiento tiene un defecto, en su espectro de frecuencias aparecen grandes amplitudes a unas frecuencias muy bien definidas. En principio, estas frecuencias dependen de unas características propias del rodamiento, como son el número de elementos rodantes y las dimensiones de los elementos del rodamiento y de las condiciones de funcionamiento.

3.2.1 FRECUENCIAS ROTACIONALES

Para poder interpretar con claridad las ecuaciones que permiten calcular la frecuencia que define el defecto localizado en un elemento del rodamiento, es necesario entender la relación de velocidades relativas entre los elementos móviles del mismo.

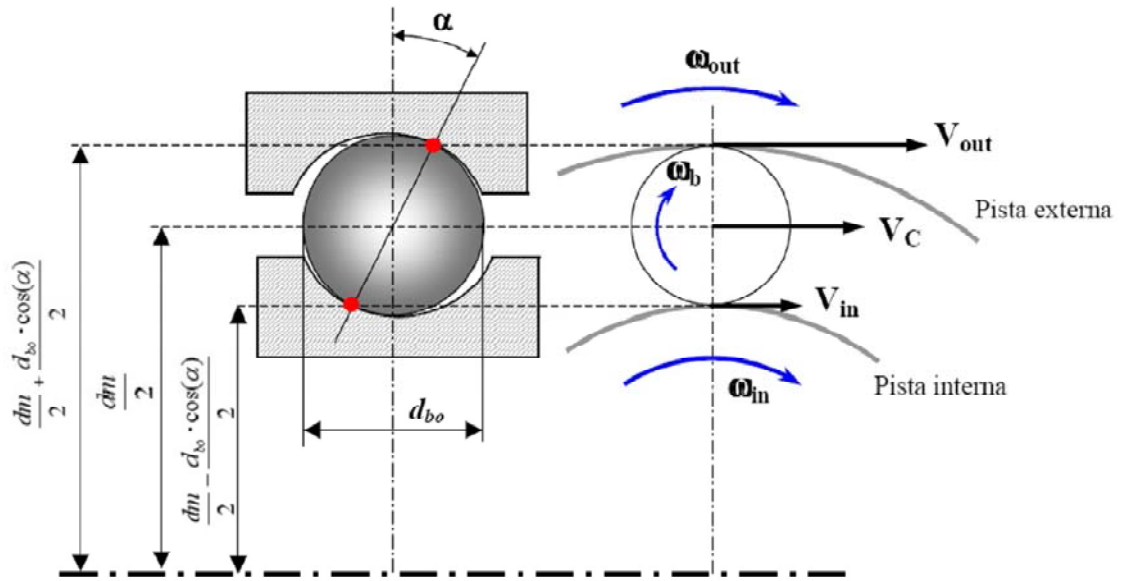


Figura 3.31 Parámetros cinemáticos del rodamiento

La Figura 3.31 muestra la sección frontal y transversal de la geometría de un rodamiento. V_{out} , V_c y V_{in} representan las velocidades lineales del punto de contacto bola-anillo externo, centro de la bola y punto de contacto bola-anillo interno respectivamente. El ángulo α es el ángulo de contacto y dm es el diámetro medio del rodamiento.

La velocidad lineal del centro de la bola viene dada por la siguiente ecuación:

$$V_c = \frac{V_{out} + V_{in}}{2}$$

La velocidad angular de la bola respecto al centro del rodamiento o velocidad angular de la jaula tiene el valor de:

$$\omega_c = \frac{V_c}{dm/2} = \frac{(V_{out} + V_{in})/2}{dm/2} = \frac{V_{out} + V_{in}}{dm}$$

Si la pista externa gira con una velocidad angular ω_{out} , la velocidad lineal del punto de contacto bola-anillo externo, V_{out} es de:

$$V_{out} = \omega_{out} \cdot \left(\frac{dm}{2} + \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{2} \right)$$

Si la pista interna gira con una velocidad angular ω_{in} , la velocidad lineal del punto de contacto bola-anillo interno, V_{in} es de:

$$V_{in} = \omega_{in} \cdot \left(\frac{dm}{2} - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{2} \right)$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación general de ϖ_c :

$$\varpi_c = \frac{\varpi_{out} \cdot \left(\frac{dm}{2} + \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{2} \right) + \varpi_{in} \cdot \left(\frac{dm}{2} - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{2} \right)}{dm}$$

Operando quedaría el resultado de la FTF (Fundamental Train Frequency):

$$FTF = \varpi_c = \frac{1}{2} \left[\varpi_{out} \cdot \left(1 + \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right) + \varpi_{in} \cdot \left(1 - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right) \right]$$

Por otro lado, la frecuencia de paso de las bolas por un defecto en el anillo externo, BPFO (Ball Pass Frequency of the Outer race), puede obtenerse como el producto del número de bolas Z por la velocidad angular relativa entre el anillo externo y la jaula:

$$BPFO = Z \cdot (\varpi_c - \varpi_{out})$$

La frecuencia de paso de las bolas por un defecto en el anillo interno, BPFI (Ball Pass Frequency of the inner race), puede obtenerse como el producto del número de bolas Z por la velocidad angular relativa entre el anillo interno y la jaula:

$$BPFI = Z \cdot (\varpi_{in} - \varpi_c)$$

Por último, la velocidad angular de una bola sobre su propio centro o spin, representa la frecuencia de un defecto localizado en el elemento rodante BSF (Ball Spin Frequency). Considerando el punto de contacto de la bola con el anillo interno tenemos:

$$BSF = \frac{(\varpi_{in} - \varpi_c) \cdot \left(\frac{d_m}{2} - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)}{\frac{d_{b0}}{2}}$$

Sustituyendo estas ecuaciones por ϖ_c nos darían el siguiente resultado:

$$BPFO = \frac{Z}{2} \cdot (\varpi_{in} - \varpi_{out}) \cdot \left(1 - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)$$

$$BPFI = \frac{Z}{2} \cdot (\varpi_{in} - \varpi_{out}) \cdot \left(1 + \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)$$

$$BSF = \frac{d_m}{2 \cdot d_{b0}} \cdot (\varpi_{in} - \varpi_{out}) \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)^2 \right]$$

Estas ecuaciones son de carácter general, donde los dos anillos tanto el interior como el exterior se encuentran en movimiento. Generalmente y en nuestro caso, el anillo exterior es estacionario, siendo $\varpi_{out} = 0$. Además, la velocidad angular del anillo interno suele darse en revoluciones por minuto. Realizando estas simplificaciones, las ecuaciones quedan en la forma:

$$FTF = \frac{\varpi_{in}}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)$$

$$BPFO = \frac{Z \cdot \varpi_{in}}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)$$

$$BPFI = \frac{Z \cdot \varpi_{in}}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)$$

$$BSF = \frac{d_m \cdot \varpi_{in}}{2 \cdot d_{b0}} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{b0} \cdot \cos(\alpha)}{dm} \right)^2 \right]$$

3.2.1.1 Modelado de Señales de Vibración de Cojinetes Rodantes

El esquema de medición básico se muestra en la *Figura 3.32*. El deterioro de los cojinetes rodantes (rodamientos) comienza habitualmente a través de un defecto localizado en el anillo interior o exterior. Se produce un impacto de choque mientras cada elemento rodante (bola o cilindro) pasa el defecto (*Figura 3.33*).



Figura 3.32 Medición de la vibración generada en un rodamiento

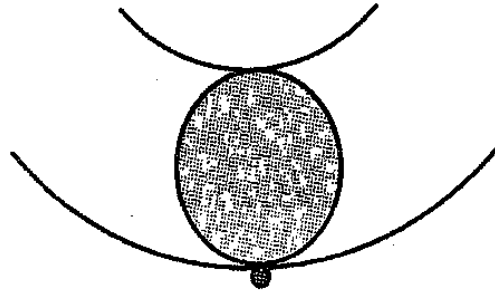


Figura 3.33 Paso de un elemento rodante sobre un defecto en pista externa

Las vibraciones de señales son, entonces, la respuesta a este choque mientras éste se propaga a la localización exterior supervisada.

Denotando al golpe único como $x_{0_ex}(t)$, la señal es periódica con $x_{ex}(t) = x_{0_ex}(t + T_{sh})$

$$x_{et}(t) = \sum_r x_{0_ex}(t - rT_{sh})$$

De las consideraciones geométricas y cinemáticas, se puede mostrar que la frecuencia $1/T_{sh}$ depende de si el defecto localizado está en el anillo exterior (f_o) o en el interior (f_i). Para un anillo exterior fijo y uno interior rodante, y para cojinetes diseñados para cargas radiales, vienen dados por:

$$f_o = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \right)$$

$$f_i = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \right)$$

Donde f_r es la frecuencia de rotación del anillo interior, n el número de elementos rodantes, d el diámetro de los elementos rodantes y D el diámetro desde el centro de los elementos rodantes. Para cojinetes adecuados para cargas radiales, la fuerza aplicada por los elementos rodantes a los anillos se encuentra en un ángulo llamado “ángulo de contacto”, y el componente de la fuerza aplicado entre el elemento rodante y el anillo tiene lugar al ángulo de “contacto” α , y las frecuencias previstas por la ecuación anterior serán ligeramente modificadas.

La **Figura 3.34** muestra una señal correspondiente al caso de un defecto localizado en el anillo exterior.

Componentes de frecuencia de fallo del anillo exterior: kf_0 , $k=1, 2, 3...$

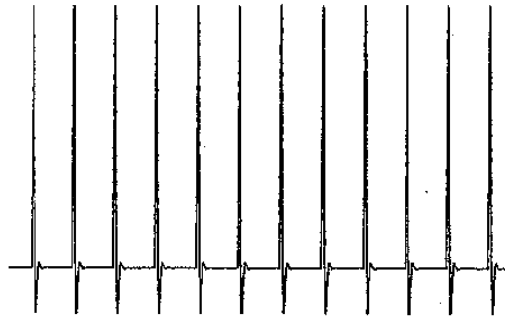


Figura 3.34 Representación grafica de una señal que corresponde con un defecto en el anillo exterior

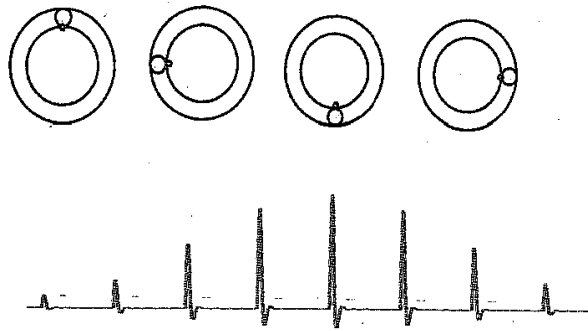


Figura 3.35 Representación grafica de una señal que corresponde con un defecto en el anillo interior

En el caso de defectos localizados del anillo interior, cualquier carga radial exterior afectará a la señal resultante. Esto es, típicamente de la forma mostrada en la *Figura 3.35*, donde el pequeño círculo muestra la localización temporal del defecto. La señal es modulada por la frecuencia de rotación. Es de amplitud máxima cuando la fuerza de impulso debida a la bola pasando por el defecto es alineada con la carga radial exterior, y desfasada 180 grados como mínimo. La excitación de choque tiene entonces la forma $[1 + g(t)]sh(t)$ donde $g(t)$ es la señal de modulación. Su forma se ve afectada por la función de zona de carga, resultando de la aplicación de la carga radial. Esto es una función periódica, de frecuencia f_r , con cada periodo en la forma de punto máximo en modo ventana en el centro. Cuando se aproxima $g(t)$ como la función armónica, el espectro de excitación de choque será un espectro lineal con frecuencias de $kf_i \pm f_r$, o, para el caso más general, donde $g(t)$ es periódico pero no necesariamente armónico (y por lo tanto tiene frecuencias qfr , $q = 1, 2, \dots$)

Componentes de frecuencia de fallo del anillo interior:

$Kf_i \pm qfr$ $k=1, 2, 3 \dots$ $q=1, 2, 3 \dots$

3.2.2 CINEMÁTICA Y DINÁMICA DE LOS RODAMIENTOS

Un rodamiento diseñado para soportar carga radial está compuesto, como se muestra en la *Figura 3.36*, por un anillo interno solidario al árbol o eje, un anillo externo unido al soporte del rodamiento y un conjunto de elementos rodantes entre ambos anillos. Con la finalidad de mantener los elementos rodantes separados para evitar que entren en contacto entre si se instalan jaulas, que rotan junto con los elementos rodantes alrededor del eje del rodamiento. Para el estudio cinemático, se considerara que todos los elementos móviles del rodamiento presentan movimiento plano (solo cargas radiales). Al girar el rotor unido al anillo interno, causa el giro de los elementos rodantes en un movimiento complejo, aunque para el estudio cinemático puede aproximarse su movimiento al compuesto por una traslación alrededor del eje y otro girando sobre sí mismas (a semejanza de los planetas), rodando sobre la pista del rodamiento. La velocidad de rotación del elemento rodante sobre sí mismo y la de rotación de estos respecto al eje del rodamiento puede obtenerse según se detalla en la *Figura 3.37*.

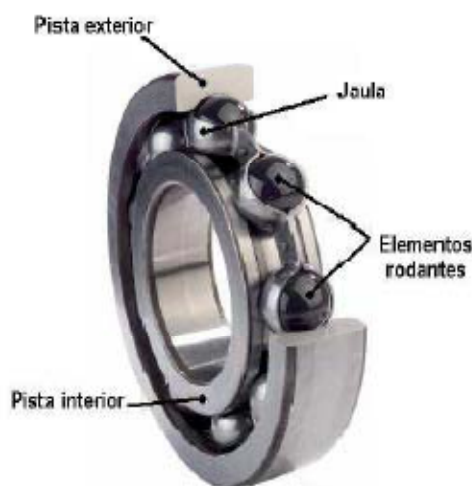


Figura 3.36 Esquema de las principales partes constitutivas de un rodamiento

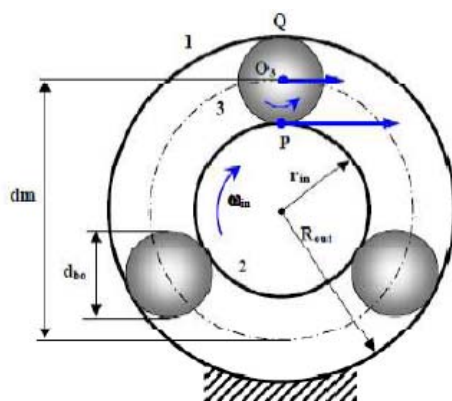


Figura 3.37 Diagrama del comportamiento cinemático de un rodamiento



El modelo de rodamiento que se va a implementar considera que el anillo externo se encuentra fijo y el anillo interior gira con una velocidad angular ω_{in} . Debido a que estamos hablando de un caso de movimiento plano, se considera que no existe ángulo de contacto α . La velocidad del punto 'P' vale:

$$V_{P2} = \omega_{in} \cdot r_{in}$$

Considerando que existe rodadura pura entre los elementos 2 y 3, se tiene que:

$$V_{P2} = V_{P3}$$

Por existir rodadura entre los elementos 1 y 3, la velocidad del punto 'Q' es igual a cero. Q es el centro instantáneo de rotación del elemento 3 sobre el elemento 1. La velocidad del punto O_3 es la velocidad media de los puntos 'P' y 'Q':

$$V_{O3} = V_m = \frac{V_{P3} + V_{Q3}}{2} = \frac{V_{P3}}{2}$$

Al estar unido el movimiento de la jaula al del centro de las bolas, la velocidad tangencial de ambos es V_{O3} . Esta equivale a una velocidad angular $\omega_{O3/O2}$, alrededor del eje del rodamiento O_2 :

$$\omega_{O3/O2} = \frac{V_{O3}}{r_{in} + r_{bo}} = \frac{V_{P3/2}}{r_{in} + r_{bo}} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2 \cdot (r_{in} + r_{bo})}$$
$$\omega_{O3/O2} = \omega_{jaula} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2 \cdot (r_{in} + r_{bo})}$$

Para calcular la velocidad angular de los elementos rodantes sobre su propio eje $\omega_{3/O3}$, comenzamos planteando la ecuación de velocidades relativas:

$$\overrightarrow{V_{P3}} = \overrightarrow{V_{O3}} + \overrightarrow{V_{P3/O3}}$$

Teniendo en cuenta que:

$$V_{P2} = V_{P3} = \omega_{in} \cdot r_{in}$$

$$V_{O3} = \frac{V_{P3}}{2} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2}$$

$$V_{P3/O3} = \omega_{3/O3} \cdot r_{bo}$$

Resulta:

$$\omega_{in} \cdot r_{in} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2} + \omega_{3/O3} \cdot r_{bo}$$

Despejando:

$$\omega_{3/O2} = \omega_{bola} + \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2 \cdot r_{bo}}$$

La transmisión de la carga de un anillo a otro se realiza a través de los elementos rodantes. El número de ciclos de presión de un punto de la pista de rodadura sobre el que actúa un elemento rodante cargado tiene una influencia muy importante en el funcionamiento y la vida de un rodamiento. Además de la carga externa que soporta el rodamiento, las fuerzas centrífugas y los momentos giroscópicos de los elementos rodantes contribuyen en un aumento de la distribución de carga sobre los elementos rodantes. El estudio dinámico se realiza bajo la hipótesis de que el rodamiento solamente soporta carga radial. De hecho, estos modelos están ideados para soportar cargas radiales y no axiales. Sea el rodamiento mostrado en la *Figura 3.38*, sometido a la carga Q :

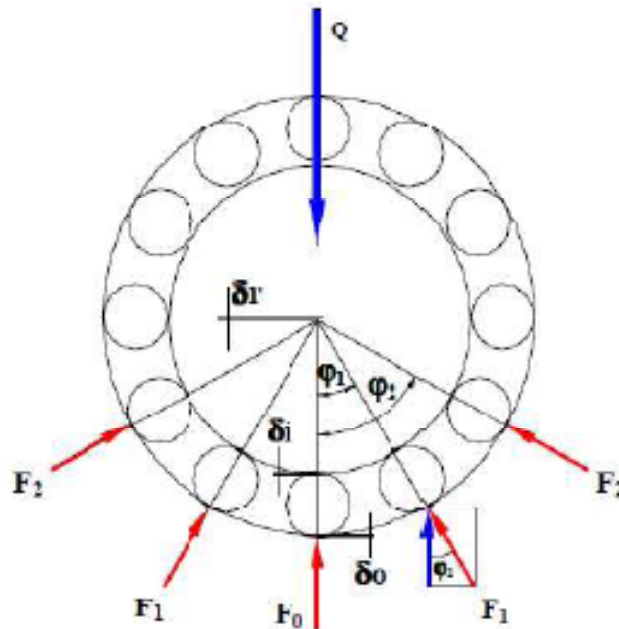


Figura 3.38 Distribución de fuerzas en los elementos rodantes

La relación genérica carga-desplazamiento relativa en un rodamiento puede ser expresada mediante la ecuación 3.1:

$$\delta_n = K_n \cdot Q^T \quad (\text{ecuación 3.1})$$

Donde:

- Q , es la carga total aplicada al rodamiento.
- T , es un coeficiente dado que vale $2/3$ para punto de contacto (bolas) y $0,9$ para línea de contacto (cilindro).
- K_n , es un coeficiente que depende del tipo de rodamiento



La deformación total en la dirección del elemento más cargado (Figura 3.3), viene dada por la ecuación 3.2:

$$\delta_r = \delta_i + \delta_o \text{ (ecuación 3.2)}$$

Donde:

- δ_i es la deformación entre el elemento rodante y la pista interna
- δ_o es la deformación entre el elemento rodante y la pista externa

Supongamos un rodamiento sin holgura sometido a una carga radial Q de tal forma que un elemento rodante queda bajo la dirección de la línea de carga, tal como puede apreciarse en la Figura 3.3. La condición de equilibrio estático viene dada por la ecuación 3.3.

$$Q = F_o + 2 \cdot \sum (F_i \cdot \cos \varphi_i) \text{ (ecuación 3.3)}$$

La desviación elástica en la línea de ángulo φ será (ecuación 3.4):

$$\delta_\varphi = \delta_r \cdot \cos(\varphi) \text{ (ecuación 3.4)}$$

La relación entre la carga en un elemento rodante y la correspondiente desviación se puede expresar como:

La relación carga-deformación de dos elementos rodantes podemos establecerla a través de la ecuación 3.5, ya que el coeficiente K_n es constante:

$$K_n = \frac{F_o^T}{\delta_r} = \frac{F_\varphi^T}{\delta_\varphi} \text{ (ecuación 3.5)}$$

Quedando:

$$\frac{F_\psi}{F_o} = \sqrt[3]{\frac{\delta_\psi}{\delta_r}}$$

Teniendo en cuenta la ecuación 3.6:

$$F_\psi = F_o \cdot \sqrt[3]{\cos \varphi} \text{ (ecuación 3.6)}$$

Sustituyendo el valor de F_ψ en la ecuación 3.3:



$$Q = F_o + 2 \cdot \sum (F_o \cdot \sqrt[T]{\cos\varphi} \cdot \cos\varphi)$$

Operando podemos obtener la expresión que permite calcular el valor de la fuerza que soporta el elemento más cargado F_o . (ecuación 3.7)

$$Q = F_o [1 + 2 \cdot \sum (\cos\varphi)^{\frac{T+1}{T}}]$$

$$F_o = \frac{Q}{[1 + 2 \cdot \sum (\cos\varphi)^{\frac{T+1}{T}}]} \quad (\text{ecuación 3.7})$$

Definiendo el parámetro J_r como:

$$J_r = \frac{[1 + 2 \cdot \sum (\cos\varphi)^{\frac{T+1}{T}}]}{Z}$$

Podemos expresar la ecuación 3.7 como:

$$F_o = \frac{Q}{Z \cdot J_r}$$

El valor de $1/J_r$ se calcula para los diferentes números Z de elementos rodantes y para los distintos tipos de elementos rodantes. Estos resultados se encuentran tabulados, o graficados, como se muestra a continuación.

Tabla II. Valores de $1/J_r$ para los diferentes números de elementos rodantes.

		6	7	8	10	12	15	20
Tipo	Bolas	4,43	4,34	4,35	4,38	4,36	4,37	4,36
	Rodillos	4,10	4,03	4,07	4,10	4,08	4,07	4,08

Si el rodamiento presenta cierta holgura radial, h_r , la carga se distribuye sobre los elementos rodantes según un factor de distribución de carga, ε , siendo (ecuación 3.8):

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{h_r}{2 \cdot \delta_r + h_r}\right) \quad (\text{ecuación 3.8})$$

La deformación sobre la dirección de ángulo φ sería (ecuación 3.9):

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{h_r}{2 \cdot \delta_r + h_r}\right) \quad (\text{ecuación 3.9})$$

Si en la ecuación 3.9 ponemos $\delta_\varphi = 0$, se puede hallar la extensión angular de la zona de carga en el rodamiento, φ_L . Esto puede expresarse como (ecuación 3.10):

$$\varphi_L = \arccos\left(\frac{h_r}{2 \cdot \delta_r + h_r}\right)$$

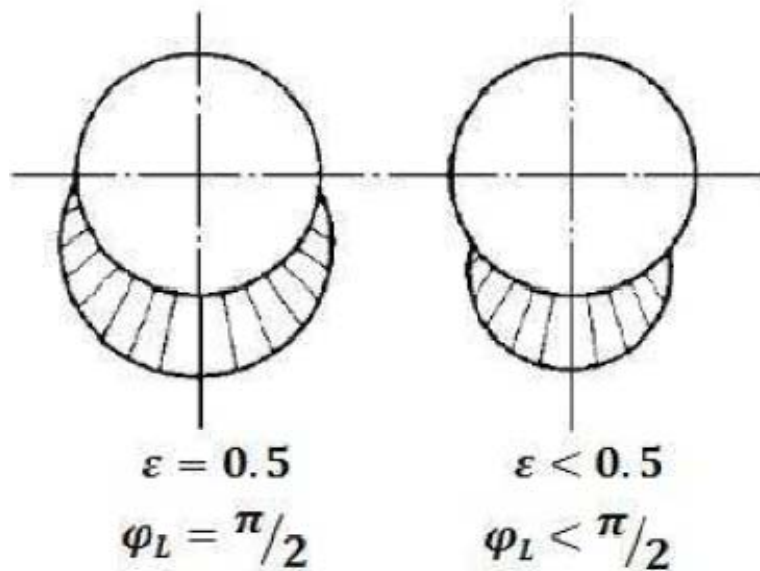


Figura 3.39 Distribución de la carga en un rodamiento con distintos valores de holguras

De la ecuación 3.10 se deduce que:

- Si no hay holgura ($h_r = 0$) entonces el factor de distribución de carga es $\varepsilon = 0,5$ y la extensión angular $\varphi_L = \pi/2$.
- Si $h_r > 0$ (holgura), entonces $\varepsilon < 0,5$ y $\varphi_L < \pi/2$.
- Si $h_r < 0$ (montaje con apriete), entonces $\varepsilon > 0,5$ y $\varphi_L > \pi/2$.
- Si $\varphi_L = 360^\circ/Z$ sólo estará cargado un elemento rodante.

Sustituyendo en las ecuaciones anteriores se deduce la expresión de la carga en el elemento rodante con ángulo φ como (ecuación 3.11):

$$F_\varphi = F_o \cdot \left[1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} \cdot (1 - \cos\varphi)\right]^{\frac{1}{T}} \quad (\text{ecuación 3.11})$$

Utilizando la ecuación de equilibrio da la siguiente expresión (ecuación 3.12):

$$Q = Z \cdot F_0 \cdot \frac{\sum [1 - \frac{1}{2 \cdot \epsilon} \cdot (1 - \cos \varphi)]^{\frac{1}{T}} \cdot \cos \varphi}{Z} = Z \cdot F_0 \cdot J_r(\epsilon) \quad (\text{ecuación 3.12})$$

El factor $J_r(\epsilon)$ expresado en forma integral quedaría (ecuación 3.13):

$$J_r(\epsilon) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_{-\varphi_L}^{\varphi_L} [1 - \frac{1}{2 \cdot \epsilon} \cdot (1 - \cos \varphi)]^{\frac{1}{T}} \cdot \cos \varphi \cdot d \varphi \quad (\text{ecuación 3.13})$$

Dados los parámetros geométricos internos, la holgura radial y la carga radial de un rodamiento, entonces se podrá determinar el valor de la carga de contacto en los elementos rodantes.

Sabiendo que el valor de la integral de $J_r(\epsilon)$ está relacionado con \mathbb{E}_r y este es necesario para calcular $J_r(\epsilon)$, es necesario recurrir a un proceso iterativo para obtener la carga de los elementos rodantes.

Los valores de $J_r(\epsilon)$ son representados en gráficas como la de la *Figura 3.40*. En la citada gráfica se representa la evolución del factor $J_r(\epsilon)$ en función del valor de ϵ (la curva *a* para rodamientos de bolas y la curva *b* para rodamientos de cilindros).

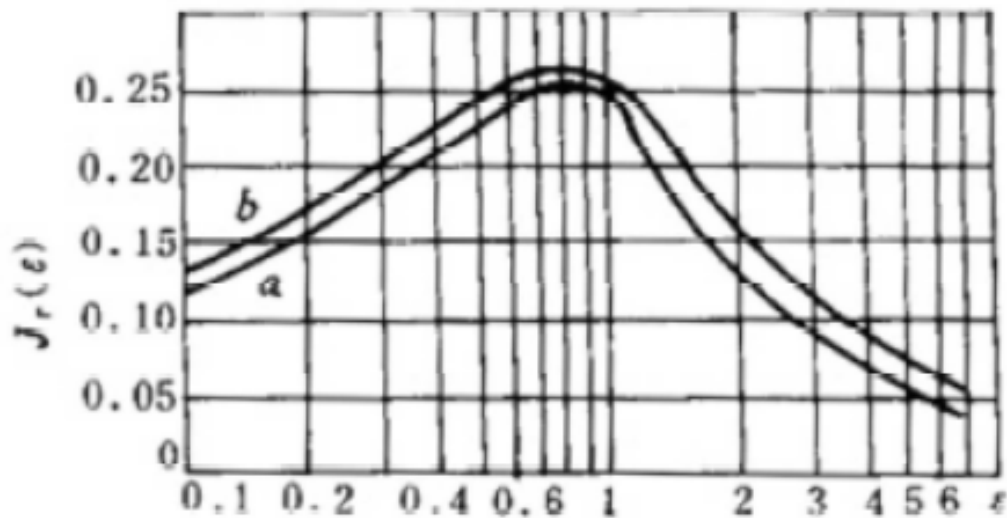


Figura 3.40 Gráfica de la integral $J_r(\epsilon)$ en función de a y b



4. PROGRAMA ADAMS

4.1 DESCRIPCIÓN DEL MSC.ADAMS

MSC.Adams es un software de simulación de sistemas mecánicos por medio de modelado, análisis, y capacidades de visualización.

Esto permite a los usuarios crear prototipos virtuales reales simulando el comportamiento de movimientos lleno de sistemas mecánicos complejos, sobre sus ordenadores y rápidamente analiza múltiples variaciones de diseño hasta que un diseño óptimo sea alcanzado. Esto reduce el número de prototipos físicos costosos, mejora la calidad de diseño, y reduce radicalmente el tiempo de desarrollo de producto.

El origen de MSC.Adams viene de la Universidad de Michigan en 1967, debido a una investigación iniciada por *Chace* y *Korybalski* que completaron inicialmente la versión del DAMN (*Dynamic Analysis of Mechanical Networks*). Se le considera el primer programa históricamente que resolvía movimientos dinámicos de gran longitud. El programa derivó en un nuevo programa DRAM (*Dynamic Response of Articulated Machinery*) en 1977.

Se demostró por primera vez, mediante la simulación de un sistema tridimensional de mecánica y dinámica, las predicciones de las simulaciones que fueron confirmados a través de la verificación experimental. Desde entonces, MSC.Adams ha demostrado y comprobado con una amplia y diversa gama de aplicaciones.

El primer programa formado en base al MSC.Adams fue completado por *Orlande* en 1973, pero la primera versión de MSC.Adams fue lanzado comercialmente en los EE.UU. en 1980. Actualmente, hay más de 2.200 instalaciones en todo el mundo, y MSC.Adams es actualmente el código multi-cuerpo más utilizado. Se ha convertido en un estándar de la industria automotriz para el modelado y, a veces, para el diseño de intercambio de datos. Se muestra un ejemplo de su uso en la *Figura 4.1*.



Figura 4.1 Ejemplo de diseño con MSC.Adams



4.1.1 INFORMACIÓN DEL FABRICANTE

El software MSC.Adams es propiedad de la compañía *MSC Software*, también denominada *NASDAQ:MSCS*. *MSC Software (NASDAQ:MSCS)* es el líder mundial en el campo de la simulación gracias a sus soluciones VPD, *Virtual Product Development*. Su software y servicios de consultoría, pueden proporcionar una gran ayuda en el desarrollo de sus productos ya que la posibilidad de modelar y testar prototipos, permite a los fabricantes de los más sofisticados productos del sector aeroespacial, automoción y demás sectores industriales, reducir los costes y el tiempo de fabricación, lo que se traduce en un incremento de sus beneficios.

MSC Software cuenta con más de 1200 empleados en 23 países, así como más de 45 años de experiencia en el campo de la simulación.

En un principio la compañía empezó llamándose *NASTRAN*, que tiene sus orígenes en el centro de investigación de la *NASA* que en 1960 llegó a la conclusión de que necesitaba un programa de cálculo de elementos finitos para el diseño de un sistema espacial para una exploración lunar.

Para satisfacer estas necesidades, un equipo de la *NASA* estableció un conjunto de especificaciones para el desarrollo de un sistema de cálculo de estructuras complejas innovador basado en una nueva dimensión de precisión matemática.

En 1963 en Estados Unidos, los fundadores de *MSC* consiguieron ganar el concurso que les permitía el uso y comercialización de la versión propietaria del código *NASTRAN (NASA Structural Analysis Program)* a la que llamaron *MSC.Nastran* y que fue el origen de *MSC Software*.

En 1973 surge la necesidad del uso de *MSC.Nastran* en la industria de Automoción de una manera un tanto fortuita, fue debido a un embargo de petróleo que desencadenó el comienzo de estudios e investigaciones para conseguir coches más ligeros, más rápidos y con consumo de carburante más eficiente en sus motores.

A lo largo de los años, *MSC* ha llegado a ser el mayor proveedor a nivel mundial de software de simulación, aplicaciones que se utilizan para la fabricación de productos en una gran diversidad de sectores industriales.

En 1994 *MSC* apostó por implantarse en Madrid desde donde se atiende el mercado de la Península Ibérica.

4.1.2 VISIÓN GENERAL

Como la mayoría de los programas multicuerpos, *MSC.Adams* toma como entrada el número de cuerpos en el sistema mecánico que está siendo modelado. Los organismos se denominan partes, que pueden ser rígidas o flexibles, y las propiedades de masa para cada parte debe estar definida. Las piezas que están conectadas entre sí y se mueven con respecto a una, que están conectadas a través de las articulaciones. El grado de libertad

de una parte tiene relación con otra parte, que depende de las características de la articulación (por ejemplo, un control deslizante permite la traducción de una parte en relación a otra a lo largo de un eje, una rotación de revolución conjunta sobre un solo eje, una rotación esférica conjunta sobre los tres ejes, etc.). La conexión de elementos de fuerza, tales como muelles de suspensión y amortiguadores de simulaciones basadas en el vehículo, también pueden incluirse, así como los detalles de componentes, tales como casquillos flexibles, cinemáticos, espacios comunes o juego libre. Además, en los generadores de simulaciones basadas en vehículos en movimiento y los controladores se pueden desarrollar para impulsar, dirigir y guiar. Los módulos de software diseñados para esta tarea están disponibles.

El software MSC.Adams genera las ecuaciones matemáticas que describen la dinámica del sistema mecánico, y el software procede a encontrar soluciones para cada paso de tiempo en la simulación. La simulación construye una imagen de cómo, en cada paso de tiempo, cada parte en el modelo se mueve en el espacio de 3 dimensiones (traduce y rota). Cuando la simulación se ha completado, todos los movimientos y las fuerzas están a disposición del usuario para su revisión y para su posterior análisis, ya sea dentro MSC.Adams o utilizando el software de ingeniería.

MSC.Adams es una herramienta extremadamente poderosa, que proporciona al usuario las características suficientes para cualquier sistema mecánico concebible e imaginable para ser probado plenamente. Un ejemplo está en la *Figura 4.2*.

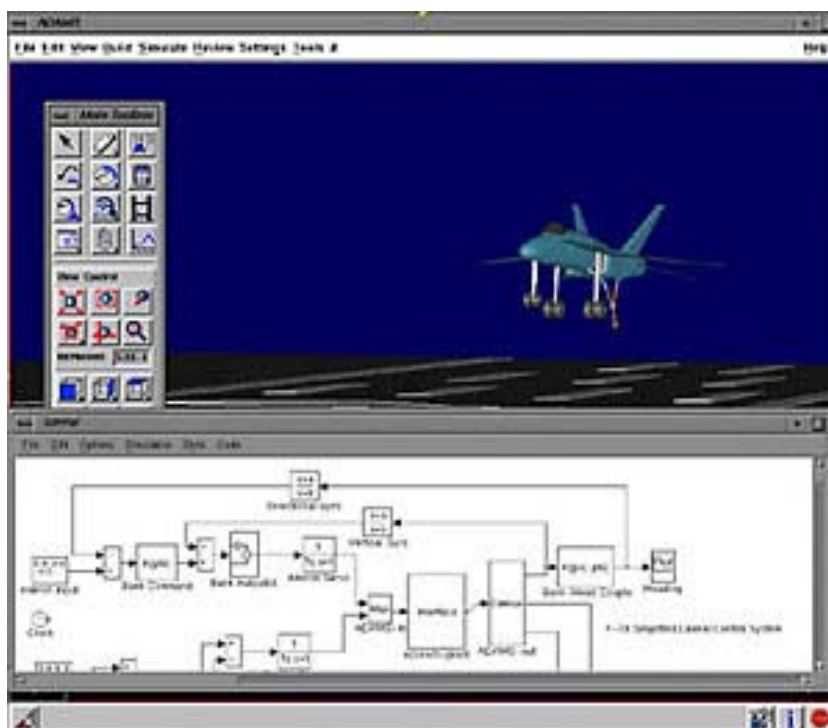


Figura 4.2 Ejemplo de diseño con MSC.Adams

4.1.3 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE MSC.ADAMS

MSC.Adams es el programa de simulación de mecanismos más utilizado. Dispone de un entorno gráfico que está dividido en varios paquetes de software que se venden de forma independiente. Cada uno de ellos está destinado a resolver un problema genérico de la ingeniería.

Los módulos: Adams/3D Road, Adams/Aircraft, Adams/Autoflex, Adams/Car, Adams/Chassis, Adams/Controls, Adams/Driveline, Adams/Driver, hacen de MSC.Adams un programa muy potente y con múltiples posibilidades de simulación.

Sin embargo, las características tan genéricas de este compendio de programas ensamblados hace que la estructura de datos que tiene MSC.Adams sea tal que los problemas son computacionalmente costosos de resolver, incluso cuando el problema es sencillo. Está basado en tecnología de hace tiempo y utiliza muchas coordenadas para resolver problemas muy sencillos. Se muestra otro ejemplo de su uso en la *Figura 4.3*.

Los programas en los que el mecanismo se define mediante archivos de texto (3D_Mec, 3DMec-Matlab, MBDyn), no tienen este problema y pueden trabajar con un número reducido de coordenadas y ser más eficientes.

El precio de Licencias de *MSC.Adams* es aproximadamente el siguiente:

- Licencia Básica: 18.000 euros al año.
- Licencia con Módulos: 30.000 euros al año.
- Licencia para todos los programas de *MSC*: 60.000 euros al año.
- Licencia para la universidad de *MSC.Adams*: 3.600 euros al año, 25 puestos de trabajo simultáneos.

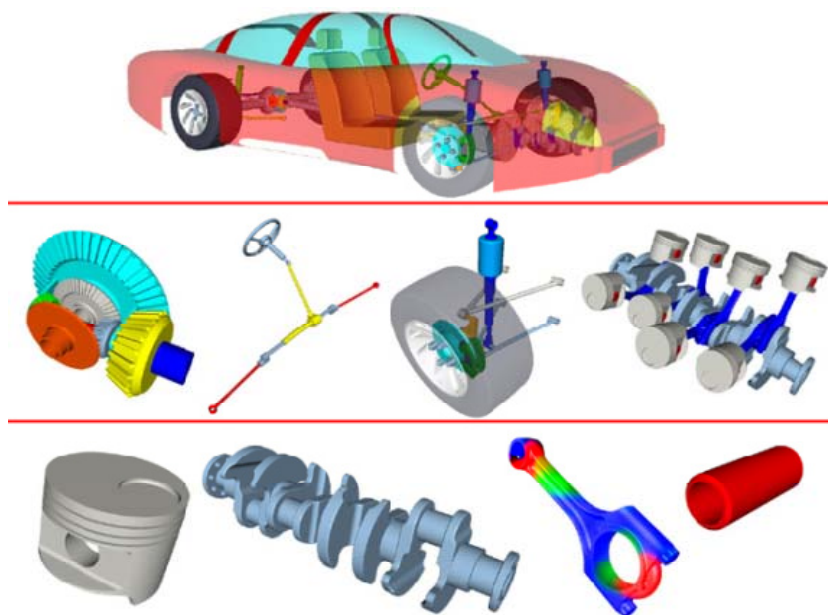


Figura 4.3 Ejemplo de diseño con MSC.Adams

4.1.4 PAQUETES DE LA VERSIÓN MSC.ADAMS

La versión de MSC.Adams utilizada para realizar este proyecto es la del año 2005. Dicha versión consta de diferentes paquetes, que realizan simulaciones de determinados entornos específicos.

4.1.4.1 Adams/Aircraft

Con Adams/Aircraft, equipos de ingenieros pueden crear rápidamente y poner a prueba prototipos virtuales de una aeronave completa y del tren de aterrizaje. Éste ayuda a reducir tiempo, los costes y los riesgos en el desarrollo de aeronaves para mejorar la calidad de los nuevos diseños.

Con el uso del Adams/Aircraft del tren de aterrizaje, aeronaves especializadas del software del *MSC.Software*, un equipo de ingeniería puede crear rápidamente un modelo completo. Con parámetros de una nueva aeronave, fácil de definir su trazado del tren de aterrizaje, arreglo de las ruedas, absorción de energía y otras características vitales.

Entonces, sin salir de sus estaciones de trabajo de ingeniería, el equipo de miembros puede aplicar el modelo a través de una batería de cinemática estática, y simulaciones dinámicas para determinar la flotación del vehículo, la estabilidad, las cargas, la comodidad de los pasajeros, y mucho más. Las medidas de prueba pueden ser analizadas inmediatamente y los equipos de prueba pueden ser rápidamente modificados.

La clave es que todo esto se hace donde el equipo puede perfeccionar y optimizar el rendimiento del diseño del tren de aterrizaje antes de cortar una sola pieza de metal o de realizar una única prueba física. Se muestra un ejemplo de su uso en la *Figura 4.4*.



Figura 4.4 Ejemplo de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Aircraft

4.1.4.2 Adams/Car y Adams/Car Real Time

Con Adams/Car, equipos de ingenieros pueden crear rápidamente y probar el funcionamiento de prototipos virtuales de vehículos completos y subsistemas del vehículo. Esto ayuda a reducir el tiempo, el coste, el riesgo en el desarrollo del vehículo y la mejora de la calidad de los diseños de vehículos nuevos. Trabajando con el Adams/Car de simulación de coches, los equipos de ingeniería de automoción pueden ejercer sus

diseños de vehículos en las diferentes condiciones viales, realizar las mismas pruebas que normalmente se ejecutan en un laboratorio de ensayo o en una pista de pruebas, pero en una fracción del tiempo. Se muestra un ejemplo de su uso en la *Figura 4.5*. Los aspectos positivos de la utilización de Adams/Car son:

- Mejorar la productividad de la ingeniería: habilitar una comunicación eficiente entre los distintos grupos de expertos, reducir su dependencia de las soluciones de los puntos de desconexión, y mejorar la eficiencia analítica.
- Acelerar el tiempo de salida al mercado: más rápido implica más ganancia y un mejor conocimiento sobre el rendimiento global de diseño del sistema.
- Reducir los costos de fabricación: predecir con precisión y corregir el comportamiento del diseño previamente al ciclo de diseño. Lograr un diseño óptimo mediante el análisis de múltiples variantes de diseño más rápido.
- Lograr la baja garantía de los costes: predecir el rendimiento funcional a nivel del sistema, y evaluar con precisión el servicio del ciclo de vida (seguridad, fatiga, durabilidad). Reducir el riesgo de tener una mejor información en todos los estados de diseño de los vehículos y el desarrollo.
- Control de la innovación: explorar varios diseños de forma rápida y eficiente.

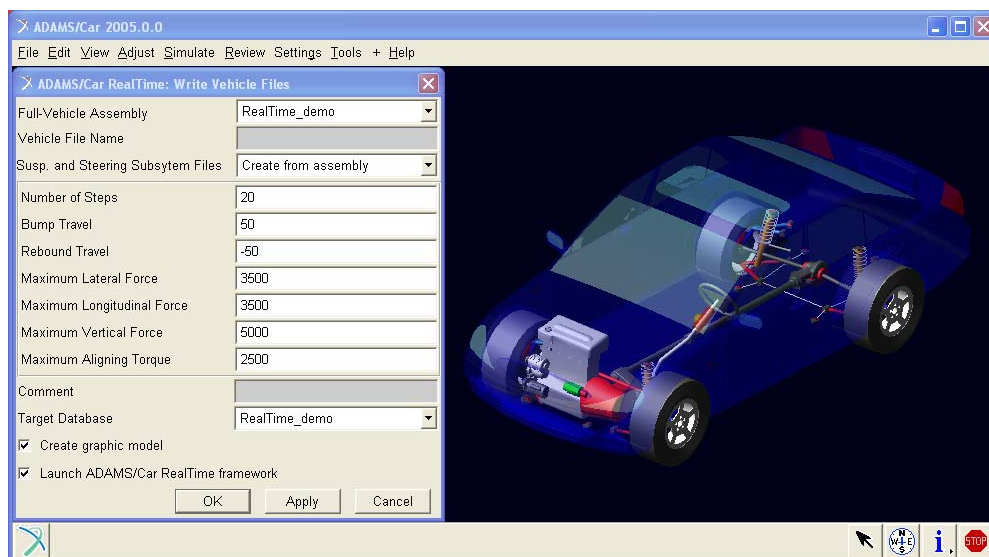


Figura 4.5 Ejemplo de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Car

4.1.4.3 Adams/Chassis

En el diseño del automóvil, la ventana de ingeniería asistida por ordenador (CAE) es corta, y los resultados son críticos. Si el análisis dinámico puede ser integrado en el ciclo de CAE con resultados rápidos y precisos, la totalidad del proceso puede ser acortado y la optimización del diseño se puede alcanzar más rápidamente. Esa es la promesa de Adams/Chassis.

Construido en el motor potente de la solución de MSC.Adams dinámica, Adams/Chassis proporciona a los fabricantes de automóviles y a sus proveedores un conjunto de capacidades especializadas de tratamiento previo, para crear rápidamente un modelo de equipo completo de un vehículo completo o el diseño de los vehículos-subsistema.

Luego, con la misma rapidez, los usuarios pueden probar, perfeccionar y optimizar el rendimiento de ese diseño, todo antes de la construcción de un único prototipo. Esto permite a los equipos de ingeniería:

- Ver, estudiar y comprender la dinámica del vehículo, incluidas la manipulación, el desgaste de los neumáticos y las características del viaje.
- Comparar el rendimiento de un diseño del subsistema del vehículo contra los objetivos pre-definidos del diseño.

Adams/Chassis ofrece eventos completos del vehículo, tales como el estado estacionario, o la aceleración a su vez, el radio constante, los eventos de los vehículos de media, incluido el caso de carga dinámica y estática de las características del vehículo. Se muestra un ejemplo de su uso en la *Figura 4.6*.

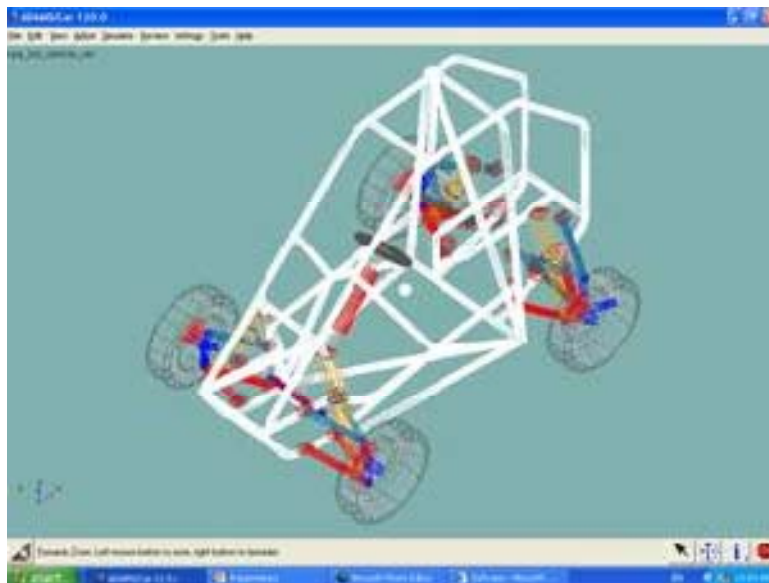


Figura 4.6 Ejemplo de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Chassis

4.1.4.4 Adams/Driveline

El programa Adams/Driveline proporciona a los ingenieros y a los analistas, que están especializados en herramientas de modelaje, los componentes de la simulación de las líneas de conducción y el estudio del comportamiento de la dinámica del vehículo durante diferentes condiciones de operación. Puede también ser usado para explorar La interacción entre la línea de conducción y los componentes del chasis, como la suspensión, el sistema de dirección, los frenos y el cuerpo del vehículo.



4.1.4.5 Adams/Engine

Adams/Engine [™] funciona con FEV, que es un entorno de software diseñado para construir y probar conceptos del motor. Permite a los usuarios optimizar rápidamente el rendimiento de los componentes individuales y los subsistemas del sistema de propulsión. Así como el motor completo en cualquier fase de desarrollo.

Adams/Engine alimentado por FEV ofrece soluciones especializadas para simulación de válvulas, engranajes, cadenas de distribución, correas de distribución y diferentes unidades. Estas capacidades proporcionan un poderoso complemento a la industria de la compañía líder en *MSC.Adams* de soluciones de software para la creación de un prototipo virtual de todos los subsistemas del automóvil, incluyendo: chasis, motor y tren motriz.

La simulación de Adams/Engine permite a un equipo de ingeniería de automoción predecir, mejorar y optimizar el comportamiento dinámico de los sistemas de propulsión, como parte de una estrategia global del diseño de los vehículos. Los usuarios del software también pueden combinar sus diseños de los componentes del tren motriz y subsistemas individuales en una simulación completa del motor. De esta manera, Adams/Engine alimentado por FEV, permite a los ingenieros resolver los problemas estructurales de la carga, la vida, la durabilidad, la vibración, y el rendimiento de los sistemas de propulsión en el coste, el peso y limitaciones definidas.

Adams/Engine alimentado por FEV, utiliza la bandera de *MSC.Adams* software como solucionador de su núcleo dinámico. *MSC.Adams* es el más ampliamente utilizado en el mundo como herramienta de simulación de sistemas mecánicos, y se reconoce como el estándar para el nivel del sistema virtual de la creación de prototipos en la industria automotriz en todo el mundo.

4.1.4.6 Adams/Flex

En la mayoría de los establecimientos industriales, el mayor énfasis se ha puesto en el diseño de la alta velocidad, sistemas ligeros y mecánicos de precisión. A menudo, estos sistemas mecánicos que contienen uno o más componentes estructurales en la suposición de cuerpo rígido ya no es válida y la incorporación de efectos de deformación es de suma importancia para el análisis de diseño.

Adams/Flex proporciona la tecnología solucionadora de incluir correctamente la flexibilidad de un componente, incluso en la presencia de un gran movimiento global y la compleja interacción con otros elementos de modelado. Este módulo es opcional, con varios componentes comerciales de elementos finitos (FE), para definir con exactitud la flexibilidad de los componentes, y tiene una interfaz fácil de usar que permite a los analistas convertir rápidamente las partes rígidas en flexibles. Adams/Flex está totalmente integrado con el paquete de simulación *MSC.Adams* completo, proporcionando acceso a herramientas de modelado convenientes y poderosas, con



capacidades de procesamiento posterior, incluyendo animaciones, gráficos de color de contorno XY.

4.1.4.7 Adams/Insight

Con Adams/Insight se puede planear y ejecutar una serie de investigaciones para medir el rendimiento de su diseño de sistemas mecánicos en funcionamiento. Los conductos se proporcionan entre Adams/Insight y otros productos como Adams/Car, Adams/Chassis y Adams/Engine. Estos conductos agilizan el proceso de experimentación, aprovechando los puntos fuertes paramétricos de las aplicaciones verticales.

Adams/Insight también incluye un conducto de ASCII que amplía la potencia de un proceso de investigación paramétrico simplificando los sistemas que se definen por los archivos de texto. Por ejemplo, si sólo tiene un archivo *.adm* y un archivo *.acf* de un análisis del sistema Adams/Solver, puede utilizar el conducto ASCII para ejecutar varios módulos de MSC.Adams de investigación Insight. El conducto ASCII también permite el uso Adams/Insight para ser utilizado con productos *MSC.Adams* como *MSC.EASY5*, *MSC.Dytran* y otros.

4.1.4.8 Adams/Rail

Con Adams/Rail, los ingenieros de precisión modelan los vehículos ferroviarios completos, y luego simulan de forma realista el comportamiento de su diseño en movimiento. Esto permite estudiar a los usuarios, mejorar y optimizar el rendimiento de todo el equipo, antes de ejecutar pruebas físicas.

Con el uso de Adams/Rail, el software de simulación especializados de *MSC.Software*, un equipo de ingeniería puede crear rápidamente un modelo completo, con parámetros de un vehículo ferrocarril, de fácil definición de su suspensión, de las ruedas, del contacto rueda-carril y de otras características vitales.

Entonces, sin salir de sus estaciones de trabajo de ingeniería, los miembros del equipo pueden ejecutar el modelo a través de una serie de simulaciones cinemáticas, estáticas y dinámicas. Ellos usan estas pruebas para determinar la estabilidad del vehículo, la seguridad del descarrilamiento, la limpieza, la carga de la pista, la comodidad de los pasajeros, y mucho más.

"Lo que es clave", dice Gabriele Ferrarotti, gerente de marketing de la industria ferroviaria de *MSC.Software*, "es que, con Adams/Rail, todo esto lo hace el equipo. Un equipo de ingeniería puede perfeccionar y optimizar el rendimiento de su diseño antes de cortar una sola pieza de metal o de realizar una prueba física única". Se muestran un par de ejemplos del uso de este módulo en la *Figura 4.7*.

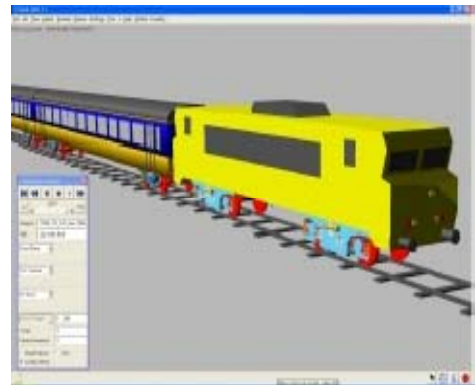
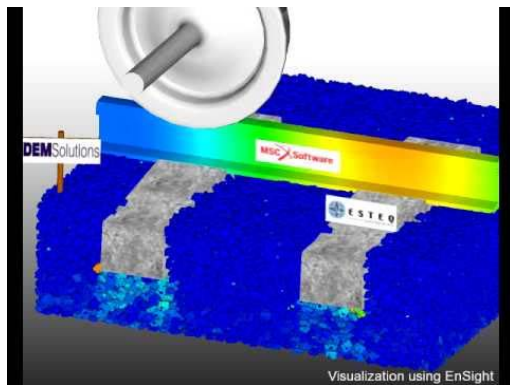


Figura 4.7 Ejemplos de diseño con MSC.Adams con el paquete Adams/Rail

4.1.4.9 Adams/Solver

Adams/Solver es un motor de gran alcance que produce un análisis de alto rendimiento, de tal manera que forma el núcleo del producto desarrollado y mejorado continuamente durante más de tres décadas.

4.1.4.10 Adams/View

Adams/View es un software fácil utilizar del interfaz gráfico de Adams / Solver. Adams/View le permite importar archivos de CAD y construir modelos. Adams / View también tiene capacidad para automatizar muchas tareas repetitivas para ahorrar un tiempo valioso. También puede crear plantillas y herramientas para una solución personalizada.

Adams/View fue creado a principios de los 90's, y en sus principios se permitió a los usuarios construir, y examinar resultados simultáneamente a la misma aplicación, todo esto de forma visual, sin la necesidad de escribir a mano uno a uno los parámetros y propiedades de todos los elementos del sistema mecánico a analizar.

Es la interfaz gráfica diseñada para tener un acceso a las herramientas de simulación dinámica. Esta parte del software combina iconos simples, menús desplegables y herramientas CAD para facilitar la creación sencilla de modelos.

La construcción de modelos se realiza en forma jerárquica tal y como se construyen los sistemas físicos: una colección de partes son conectadas por medio de juntas mecánicas y pueden tener también elementos tales como resortes y/o motores que actúan sobre las partes. Las fuerzas pueden ser aplicadas entre una parte y otra (acciónreacción) o solo actuar sobre una parte (fuerza externa).

Con MSC.Adams 2005 View se obtiene la interfaz, las posibilidades de diseño, de simulación, animación y obtención de resultados. El programa MSC.Adams View es un programa de simulación en tres dimensiones orientado hacia la simulación de

mecanismos. Su mayor virtud es, una vez simulado el modelo, la obtención directa de todo tipo de resultados, de una manera directa y muy fiable, por lo que este ha sido el programa fundamental utilizado para la obtención de los datos (gráficas, tablas, etc.) que se exponen en el capítulo 5 del presente proyecto.

4.1.4.11 Adams / PostProcessor

Adams/PostProcessor le proporciona un entorno del resultado integral de postprocesamiento.

Animación de gran alcance, trazado y funcionalidad de informes están disponibles para investigar, así como presentar los resultados de la simulación.

Se presenta un último uso de este programa MSC.Adams en la siguiente *Figura 4.8*.



Figura 4.8 Ejemplo de diseño con MSC.Adams



5. MODELIZADO DEL SISTEMA DINÁMICO

5.1 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO A MODELAR

Una disposición de rodamientos no sólo se compone de un determinado número de rodamientos, sino que también incluye los componentes asociados con ellos (ejes, soportes, etc.). El lubricante es también muy importante y, en la mayoría de los casos, se precisa proteger los rodamientos mediante obturaciones para evitar la pérdida de lubricante y la entrada de humedad y otros contaminantes.

El diseño de una disposición de rodamientos (*Figura 5.1*) exige la selección de un tipo adecuado de rodamiento y la determinación de su tamaño adecuado, pero eso no basta. También hay que considerar otros aspectos: tipo y cantidad de lubricante, ajustes y juego interno del rodamiento apropiados, forma adecuada de los restantes componentes de la disposición, obturaciones eficaces, etc. Cada decisión individual influye en el rendimiento, la fiabilidad y la economía de la disposición de rodamientos.

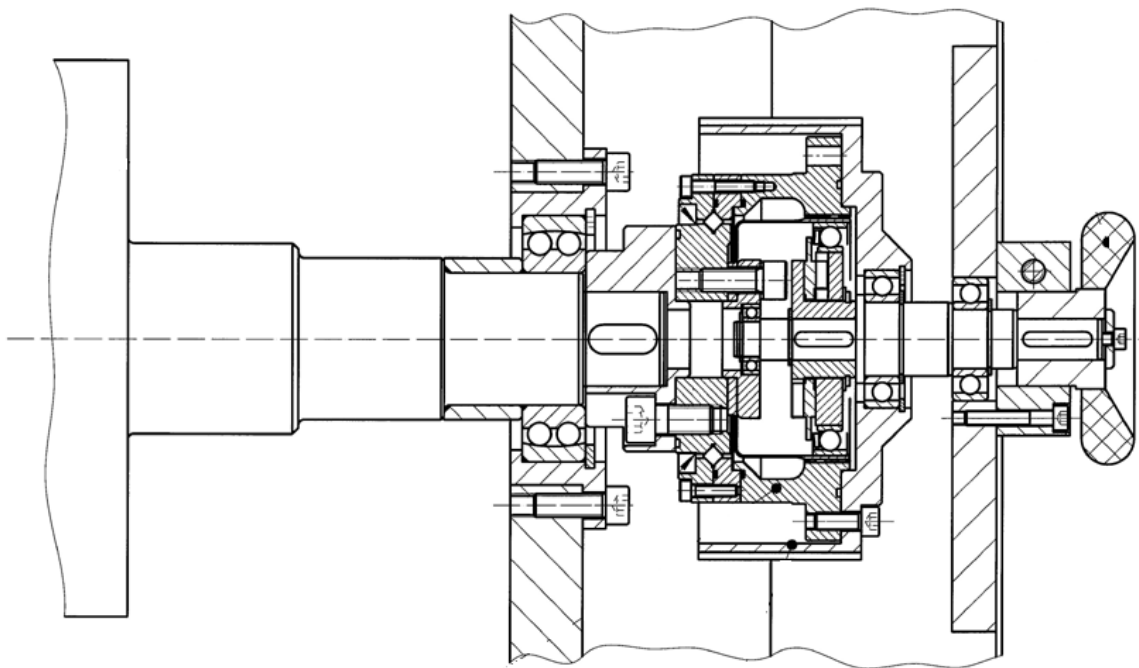


Figura 5.1 Disposición de rodamientos en un reductor diferencial

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos (*Figura 5.2*) son desmontables, lo que facilita el montaje y desmontaje del rodamiento. Tienen una gran capacidad de carga radial y, y a

causa de su construcción, son apropiados para ser usados a altas velocidades. Los anillos interior y exterior están disponibles en muchas variedades.

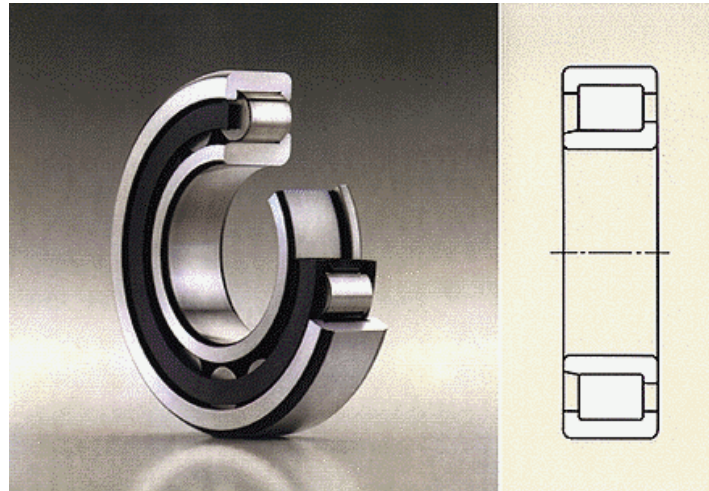


Figura 5.2 Rodamiento de rodillos cilíndricos de una sola hilera

Este tipo de rodamiento es utilizado ampliamente en motores vibrantes, cajas reductoras, turbinas de gas, motores eléctricos de media y alta potencia, locomotoras eléctricas, prensas, poleas, husillos de máquinas herramientas y muchos otros.

En general, los rodamientos de rodillos cilíndricos se usan cuando la carga a soportar los hace preferibles a los rodamientos de bolas, ya que para un tamaño similar, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los de bolas.

La velocidad a la cual un rodamiento puede funcionar viene limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento que puede permitir el lubricante empleado o el material de que están hechos los componentes del rodamiento. La velocidad a la cual el rodamiento alcanza esta temperatura depende del calor generado por el rozamiento en el rodamiento y de la cantidad de calor que puede ser disipada desde el rodamiento.

El rozamiento en un rodamiento es el factor determinante en lo concerniente a la generación de calor en el rodamiento y por consiguiente, de él depende la temperatura de funcionamiento. El rozamiento depende de la carga y de otros factores entre los cuales los más importantes son el tipo y el tamaño del rodamiento, la velocidad de rotación y la cantidad y propiedades del lubricante (*Figura 5.3*).



Tipo de rodamiento	Coefficiente $\mu \times 10^{-3}$
Rodamientos rígidos de bolas	1.0~1.5
Rodamientos de bolas a contacto angular	1.2~1.8
Rodamientos oscilantes de bolas	0.8~1.2
Rodamientos de rodillos cilíndricos	1.0~1.5
Rodamientos de agujas	2.0~3.0
Rodamientos de rodillos cónicos	1.7~2.5
Rodamientos de rodillos esféricos	2.0~2.5
Rodamientos axiales de bolas	1.0~1.5
Rodamientos axiales de rodillos	2.0~3.0

Figura 5.3 Coeficientes de fricción estática para rodamientos

La resistencia total a la rotación de un rodamiento se compone del rozamiento originado en la rodadura y en el deslizamiento en los propios contactos de rodadura, del rozamiento en las áreas de contacto entre elementos rodantes y jaula, y en las superficies de guiado para los elementos rodantes o la jaula.

Otro de los muchos puntos importantes a considerar para la selección de un rodamiento es la rigidez. La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos, esta deformación es muy pequeña y puede despreciarse, aunque en husillos de máquinas-herramienta, o en transmisiones de engranajes cónicos, la rigidez es un factor importante.

Debido a las condiciones de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, los rodamientos de rodillos cilíndricos o los de rodillos cónicos, son más rígidos que los rodamientos de bolas. La rigidez de los rodamientos puede aumentarse aún más aplicando una precarga, es decir, el rodamiento admite cargas más altas. Pero aplicar precarga excesiva redundaría en una reducción de la vida del rodamiento, calentamiento normal o incremento del par de rotación. Se debe considerar los objetivos de la precarga antes de determinar la magnitud que debe aplicarse sobre un rodamiento.

Después de todo esto, la elección del rodamiento de rodillos cilíndricos se debe sobre todo a la variedad de aplicaciones en las que se hace uso de él y a la sencillez que presenta su diseño, lo que facilita el modelado con ADAMS/View y la posterior variación geométrica de sus pistas de rodadura.

5.2 ESQUEMA Y DIMENSIONES

Este apartado se centra en la parte del modelado de los rodamientos en Adams/View y que compone una de las partes más importantes del estudio llevado a cabo debido a la complejidad del programa utilizado y que se podrá conocer mejor, dicho programa, para trabajos futuros.

Como se ha comentado anteriormente Adams da la posibilidad de modelar nuestro sistema pero la mayor virtud de este software es la posibilidad de realizar simulaciones lo más aproximadas posibles a la realidad.

Gracias a la gran cantidad de variables que intervienen y que Adams da la posibilidad de regular dando el valor correcto en el sistema, se pueden obtener unos resultados comparables con simulaciones reales, con el consiguiente ahorro de costes que puede suponer.

El sistema dinámico que se propone para el estudio es un rodamiento de rodillos cilíndricos de dimensiones libres no normalizado de 76 mm de diámetro de circunferencia exterior y 40 mm de diámetro interno y 20 mm de profundidad.

El rodamiento consta de nueve rodillos cilíndricos ((Figura 5.4) de 10 mm de diámetro y 10 mm de largo. El eje motor es un cilindro de 40 mm de diámetro y 200 mm de largo.

Se opta por este modelo por la facilidad del diseño y la simplicidad en la geometría de las pistas de rodadura, en donde más adelante se introducirán distintos tipos y tamaños de defectos, frente a las pistas de rodadura de los rodamientos de bolas, de diseño algo más complejo al partir de un toro de revolución en lugar de un cilindro.

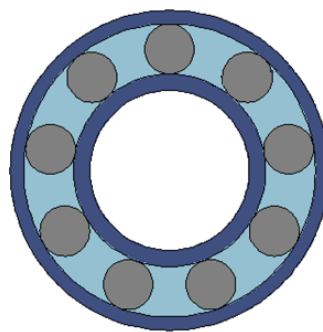


Figura 5.4 Esquema de rodamiento de 9 rodillos cilíndricos

5.3 INICIO DE ADAMS/VIEW, UNIDADES Y GRAVEDAD

Al hacer clic en ADAMS/View, aparecerá la siguiente ventana (*Figura 5.5*):

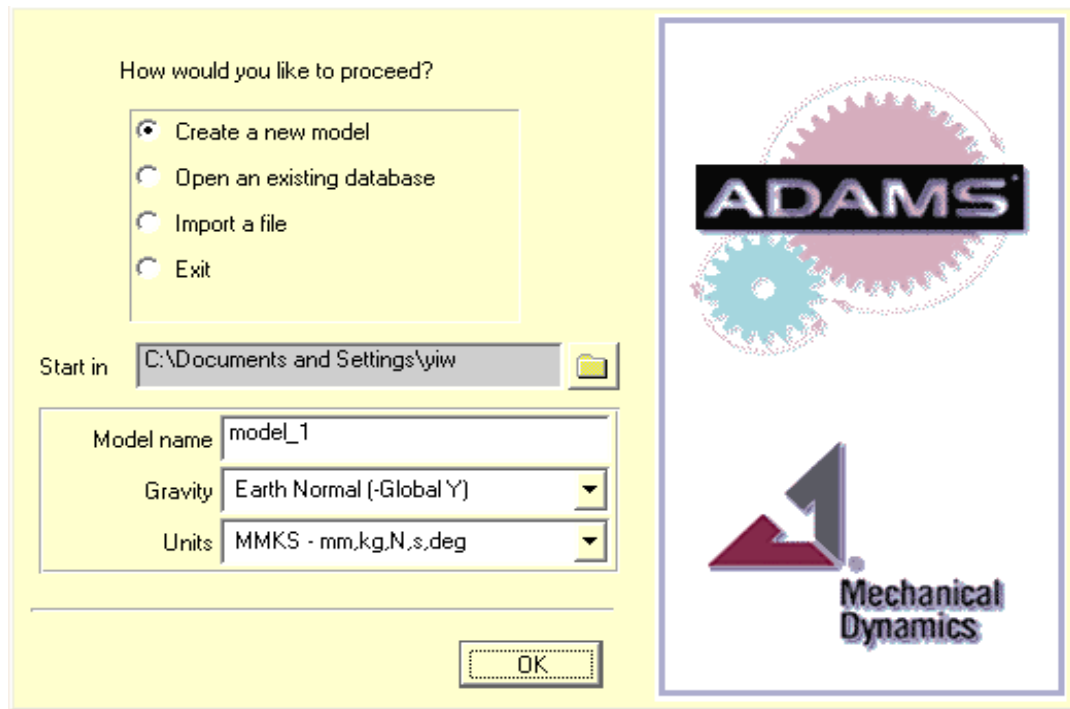


Figura 5.5 Ventana de inicio de ADAMS/View

En este menú elegimos crear un nuevo modelo, opción que viene marcada por defecto.

En ambos rodamientos las unidades elegidas en el menú desplegable son MMKS, es decir, mm, kg, N, s, deg.

En cuanto a la gravedad, el valor es el valor estándar utilizado de $9,81 \text{ m/s}^2$ en sentido negativo en el eje global Y del sistema.

A continuación aparece la malla de trabajo la cual se puede adecuar en cada momento a la pieza que se modela, como se ha comentado a lo largo del manual de aprendizaje.

5.4. CREACIÓN DEL ANILLO EXTERNO FIJO

El anillo externo fijo es la pieza sobre la que se apoyan los restantes elementos del sistema que se modela. A continuación, se describirán los sucesivos pasos para el modelado del mismo.




En la barra de tareas se elige  haciendo clic derecho mostrando el menú desplegable con todas las opciones de diseño (Figura 5.6).



Figura 5.6 Barra de tareas para el diseño

1. Se elige  cilindro: Primero se dimensiona la circunferencia de diámetro 76 mm y se extruye con profundidad ("deep") de 20 mm. Se extruye sólo en una dirección. Esta parte se extruye considerándola "ground".
2. Se dibuja un nuevo cilindro, de 70 mm de diámetro con el mismo centro que el anterior y lo estruimos en la misma dirección y la misma profundidad.
3. Con la operación booleana cortar  que consiste en quitar el volumen de un sólido a otro sólido elegido anteriormente, se consigue crear el anillo externo fijo (Figura 5.7) :

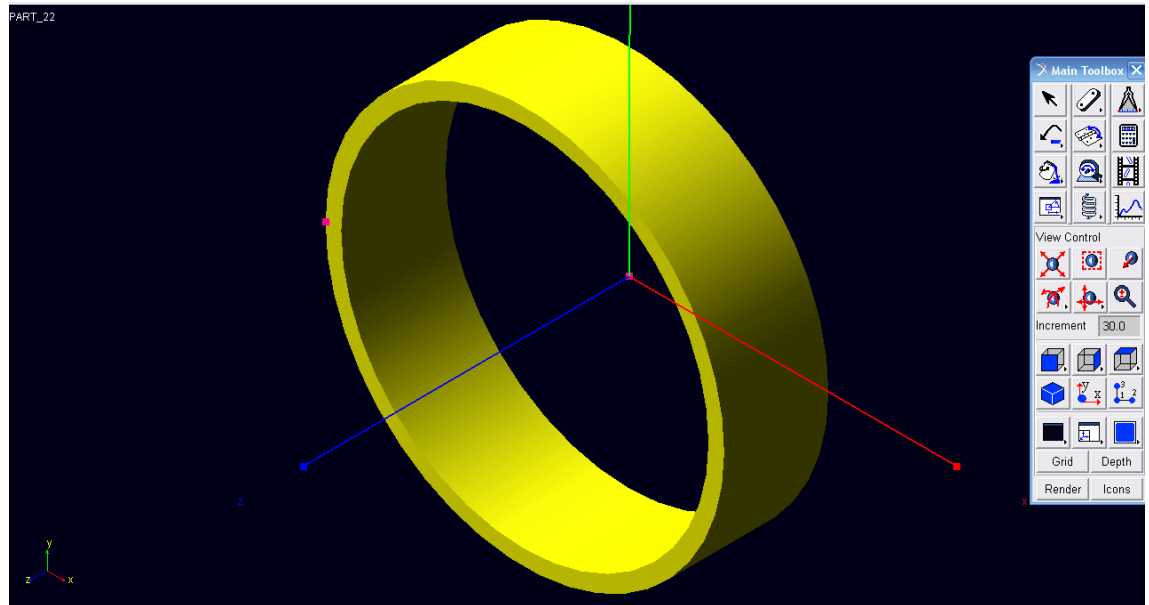




Figura 5.7 Anillo externo fijo

El anillo externo presenta dos superficies cilíndricas, la exterior y de mayor diámetro será fijada a tierra, y la interior, de menor diámetro, será la primera pista de rodadura.

Al anillo externo se le denomina en el modelado y en las posteriores simulaciones como part_22.

5.5 CREACIÓN DEL ANILLO INTERNO

El anillo interno se modela de forma idéntica al anillo exterior. Esta parte proporciona la segunda pista de rodadura, y es la pieza que estará en contacto tanto con el eje motor como con los elementos rodantes del rodamiento.

-  cilindro: Primero se dimensiona la circunferencia de diámetro 50 mm y se extruye con profundidad ("deep") de 20 mm. Se extruye sólo en una dirección. Esta parte se extruye considerándola "ground".
- Se dibuja un nuevo cilindro, de 40 mm de diámetro con el mismo centro que el anterior y lo estruimos en la misma dirección y la misma profundidad.
-  Con la operación booleana cortar que consiste en quitar el volumen de un sólido a otro sólido elegido anteriormente, se consigue crear el anillo externo fijo (Figura 5.8) :

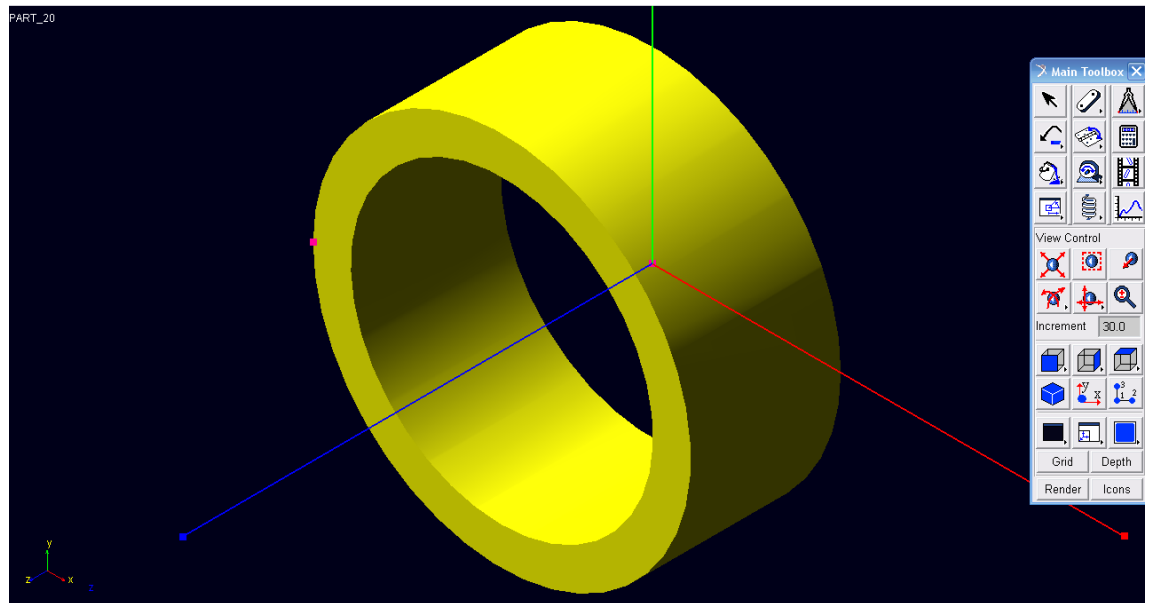


Figura 5.8 Anillo interno

El anillo interior presenta, al igual que en el caso anterior, dos superficies cilíndricas: la interior, de radio menor, en donde se acoplará el eje rotor; y la exterior, de mayor diámetro, que proporcionará la segunda pista de rodadura para los cilindros.



Al anillo interior se le denominará part_20.

5.6. CREACIÓN DE LOS RODILLOS CILÍNDRICOS

El modelado de los rodillos cilíndricos es más sencillo que el de los anillos, ya que únicamente se utiliza la operación cilindro.

Los rodillos tienen un diámetro de 10 mm y una profundidad de 10 mm. Se distribuyen en la circunferencia de radio medio entre las dos pistas de rodadura cada 40° .

Los pasos a seguir son:

1. En la barra de herramientas se hace clic derecho sobre  para abrir el menú con todas las opciones de diseño.
2. Se elige cilindro . Se define el centro, a una altura de 10 mm en el plano paralelo a "ground", y se extruye ambas direcciones hasta conseguir una

profundidad del cilindro de 10 mm. De esta forma se consigue que los cilindros rueden por el centro de las pistas de rodadura.

3. Una vez generado el cilindro, se hace clic derecho y se realizan 9 copias del cilindro.
4. Por último, utilizando las herramientas de posición (*Figura 5.9*), se sitúa cada cilindro en su lugar correspondiente.

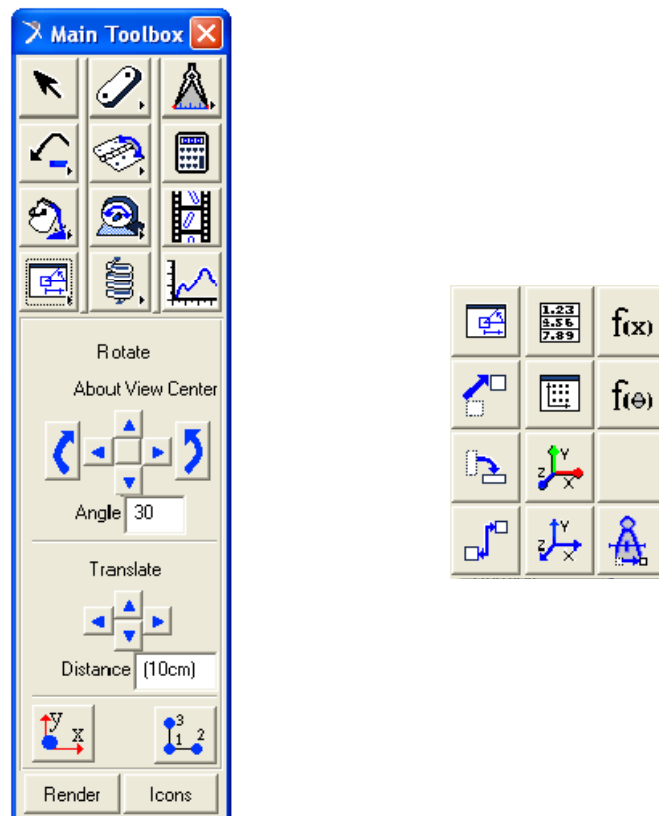


Figura 5.9 Herramientas para el posicionado de piezas

Cada uno de los rodillos (*Figura 5.10*) recibe una designación diferente, comenzando por el rodillo superior, que se denomina part_2 y siguiendo las agujas del reloj se numeran sucesivamente 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 y por último part_10.

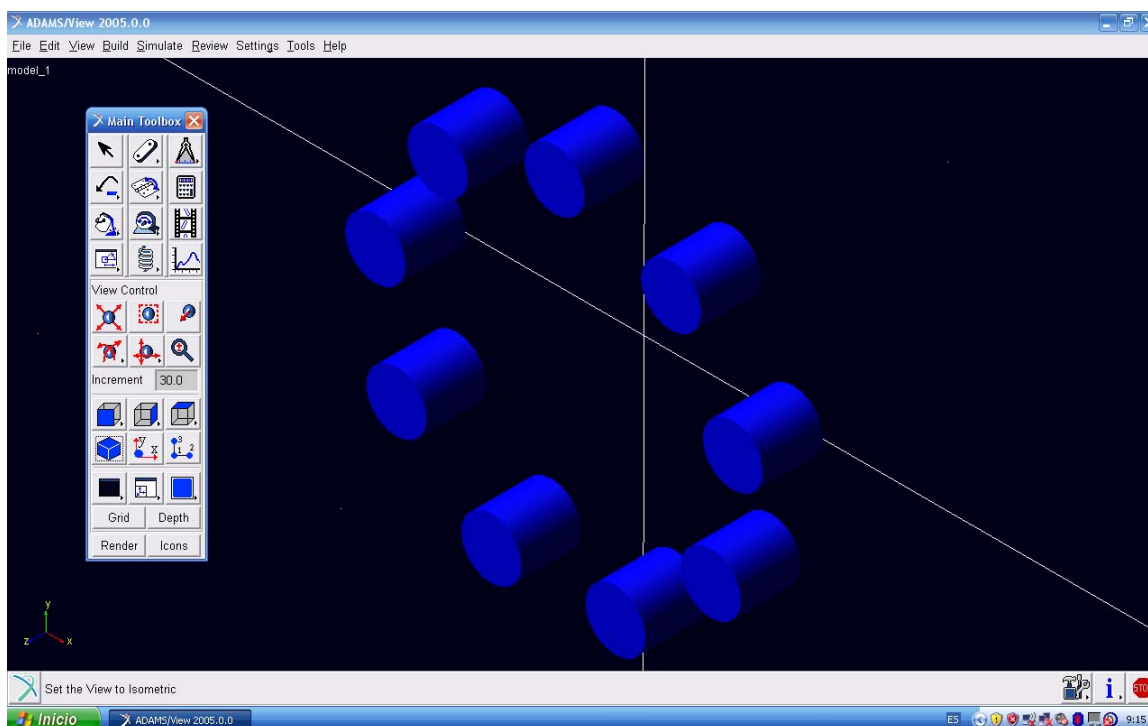




Figura 5.10 Vista de la distribución de los nueve rodillos cilíndricos

5.7. CREACIÓN DEL EJE ROTOR

El eje rotor se crea de la misma forma que los rodillos, ya que, al igual que todos los elementos descritos hasta el momento, se trata de un cilindro.

A continuación se describe su modelado paso a paso:

1. En la barra de herramientas hacer clic derecho sobre  para abrir el menú con todas las opciones de diseño.
2. Se elige cilindro . Se coloca el centro en las coordenadas $x=0, y=0$ y $Z=20$ mm, se selecciona un diámetro de 40 mm y extrusionamos en el sentido negativo del eje z hasta dotar al eje de una longitud de 200 mm. (Figura 5.11) :

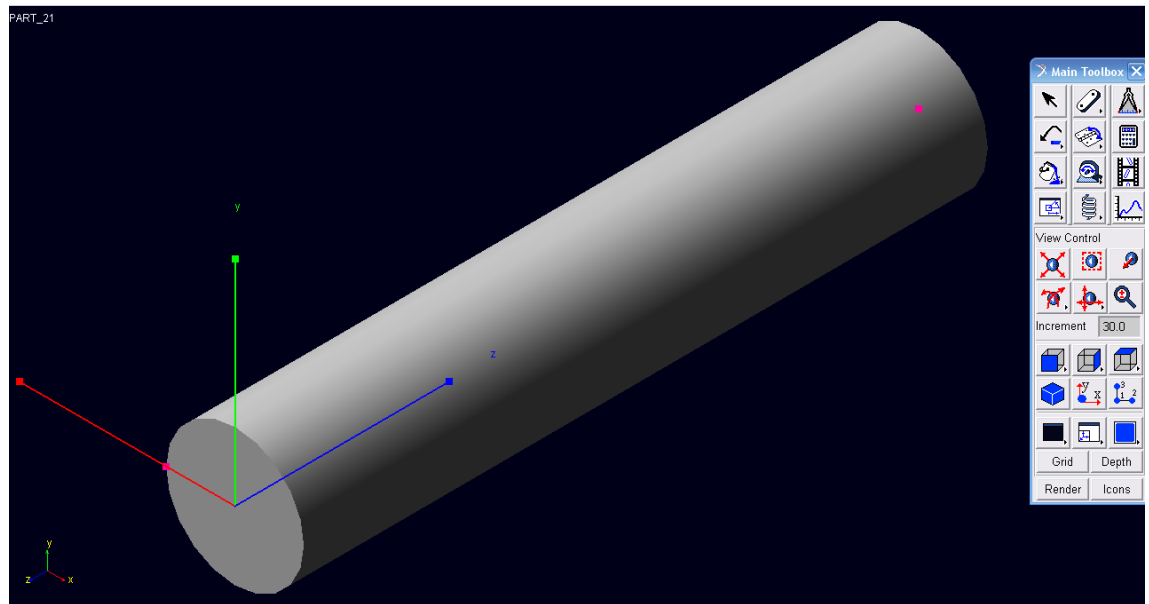


Figura 5.11 Vista isométrica del eje rotor

Se denomina al eje motor part_21, y será la pieza que estará dotada de movimiento giratorio en el eje z. Esta pieza transmitirá el movimiento a los restantes elementos del sistema mediante la fuerza de rozamiento que se impondrá entre su superficie y la superficie interna del aro interno (part_20).

5.8. CREACIÓN DE LA JAULA

Para este elemento, esencial para el buen funcionamiento del rodamiento, ya que permite, como se ha explicado en capítulos anteriores, que se mantenga la distancia entre los elementos rodantes y evitar así que entren en contacto entre ellos, se diseñarán dos modelos de jaula.

Para poder modelar la jaula es importante conocer el movimiento que van a tener los distintos componentes del sistema. Los rodillos girarán sobre su eje z local en un movimiento de rotación y además describirán una circunferencia alrededor del eje Z general en un movimiento de translación, por lo que su movimiento recordaría al que describe la Tierra con respecto al Sol.

La jaula debe permitir este movimiento y a la vez restringir el posible choque entre rodillos manteniendo la distancia entre ellos fija.



Una forma de resolver el problema es fijando cada extremo del elemento de enlace a los centros de masas de dos cilindros consecutivos, creando un polígono de nueve lados que gira junto con los rodillos como si fuera una rueda.



El primero se conformará mediante elementos de enlace denominados muelles (spring), en los que se puede variar la rigidez y la amortiguación.

El segundo se conformaría mediante elementos de enlace denominados barras (links), en los que la rigidez viene definida por el tipo de material del que estén conformados.

5.8.1 JAULA DE MUELLES

1. Se hace clic en la herramienta eslabón (link)  en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.
2. Se selecciona la opción “spring”  y aparece la siguiente tabla (*Figura 5.12*) en la barra de herramientas:

Spring	
Direction:	
Line-Of-Sight	
Construction:	
2 Locations	
Properties:	
<input type="checkbox"/> K	<input type="text"/>
<input type="checkbox"/> C	<input type="text"/>
Render Icons	

Figura 5.12 Barra de herramientas de muelle-amortiguador

3. Se Introduciría el valor de K adecuado para el muelle. Este valor se varía para las diferentes simulaciones realizadas, como se indica en el siguiente capítulo. Si se requiriera amortiguación, se introduciría un valor de C también. En este caso no se selecciona esta opción.

Al hacer clic izquierdo en el punto de la primera pieza, y una vez en el punto de la segunda pieza, se muestra el muelle. Se crean nueve muelles, cada uno parte del centro de masas de un cilindro y llega hasta el centro de masas del cilindro contiguo, como se muestra en la siguiente imagen (*Figura 5.13*):

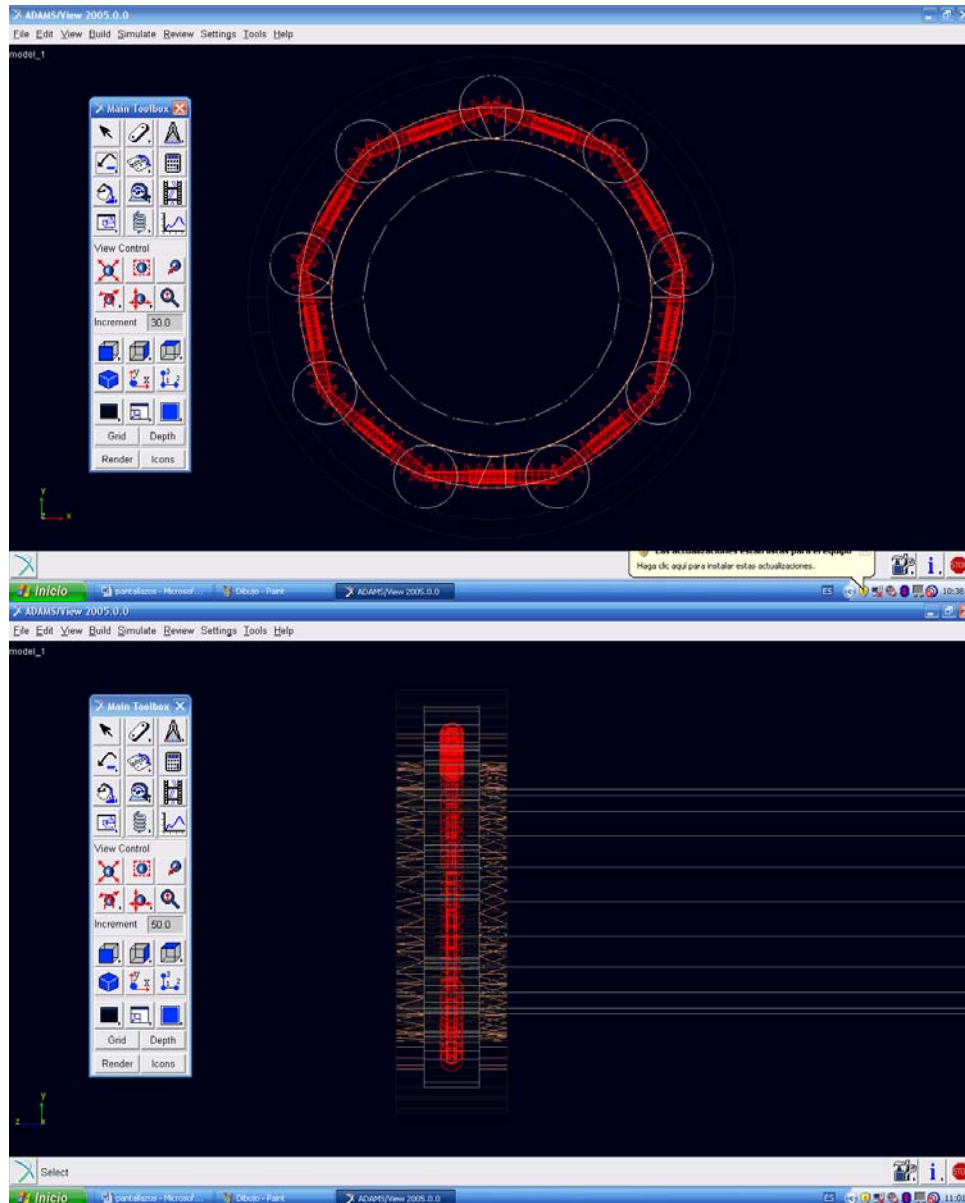


Figura 5.13 Alzado (superior) y perfil (inferior) de jaula de muelles

Para el caso de la jaula con muelles, como se mostrará en el siguiente capítulo, se construirán dos modelos de rodamiento: con tapas frontales para mantener los rodillos centrados, y un modelo sin tapas, que quedarían una vez unidas todas las partes como sigue (Figuras 5.14 y 5.15):

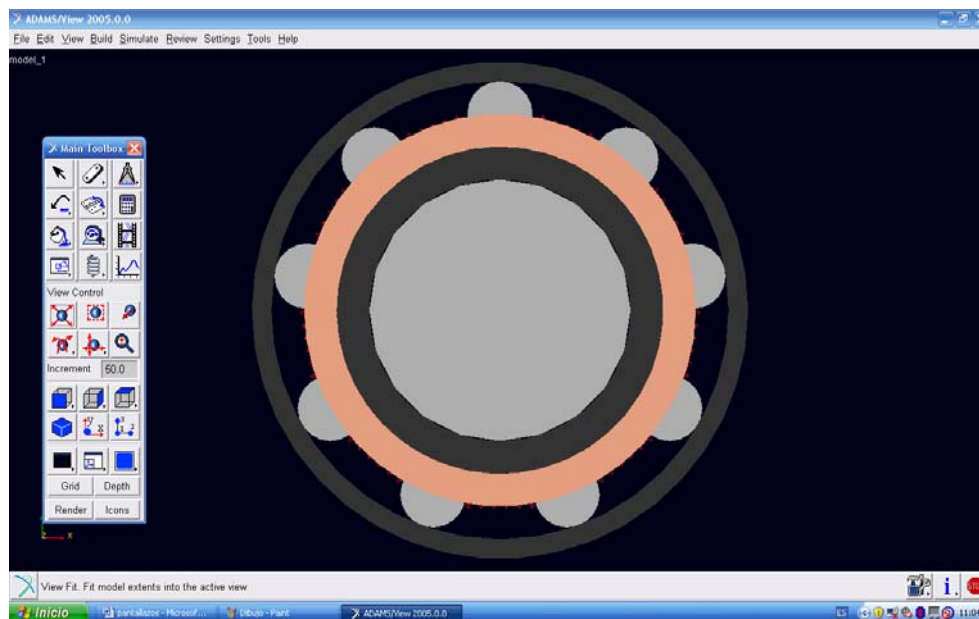


Figura 5.14 Alzado de modelo de rodamiento con jaula de muelles con tapas

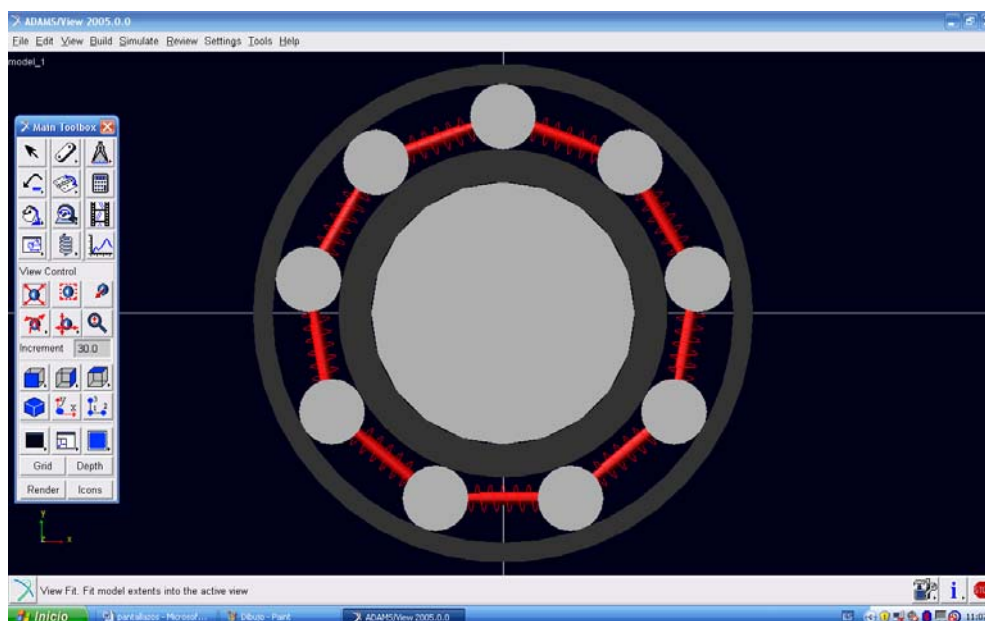




Figura 5.15 alzado de modelo de rodamiento con jaula de muelles sin tapas

5.8.2 JAULA DE BARRAS

1. En la barra de herramientas hacer clic derecho sobre  para abrir el menú con todas las opciones de diseño.
2. Se selecciona la opción “link” (eslabón)  y aparece la siguiente tabla (*Figura 5.16*) en la barra de herramientas:

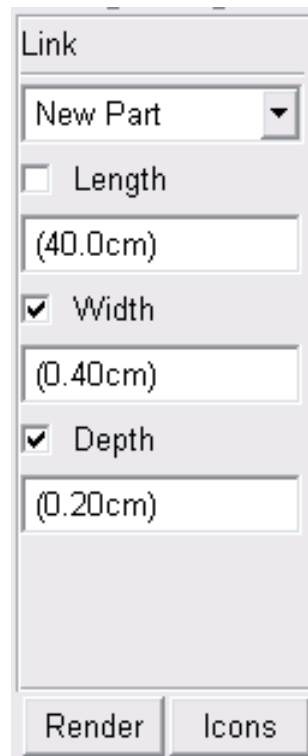


Figura 5.16 Barra de herramientas de link (eslabón)

3. Se Introduciría el valor de la longitud, el ancho y el espesor adecuado para el eslabón-barra. Este valor será el mismo para todas las barras. Se debe elegir si también si el nuevo elemento se añade a una pieza ya existente, si se añade a tierra o si se crea como nueva parte. En este caso se añaden todas las barras como nuevas partes (new part)

Al hacer clic izquierdo en el punto de la primera pieza, y una vez en el punto de la segunda pieza, se muestra la barra. Se crean nueve barras o eslabones cada barra tiene un ancho y un alto de 4 x 2 mm, siendo el largo la distancia entre centros de rodillos. Se denominan part_11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 y 19, cada uno parte del centro de masas

de un cilindro y llega hasta el centro de masas del cilindro contiguo, como se muestra en la siguiente imagen (*Figura 5.17*):

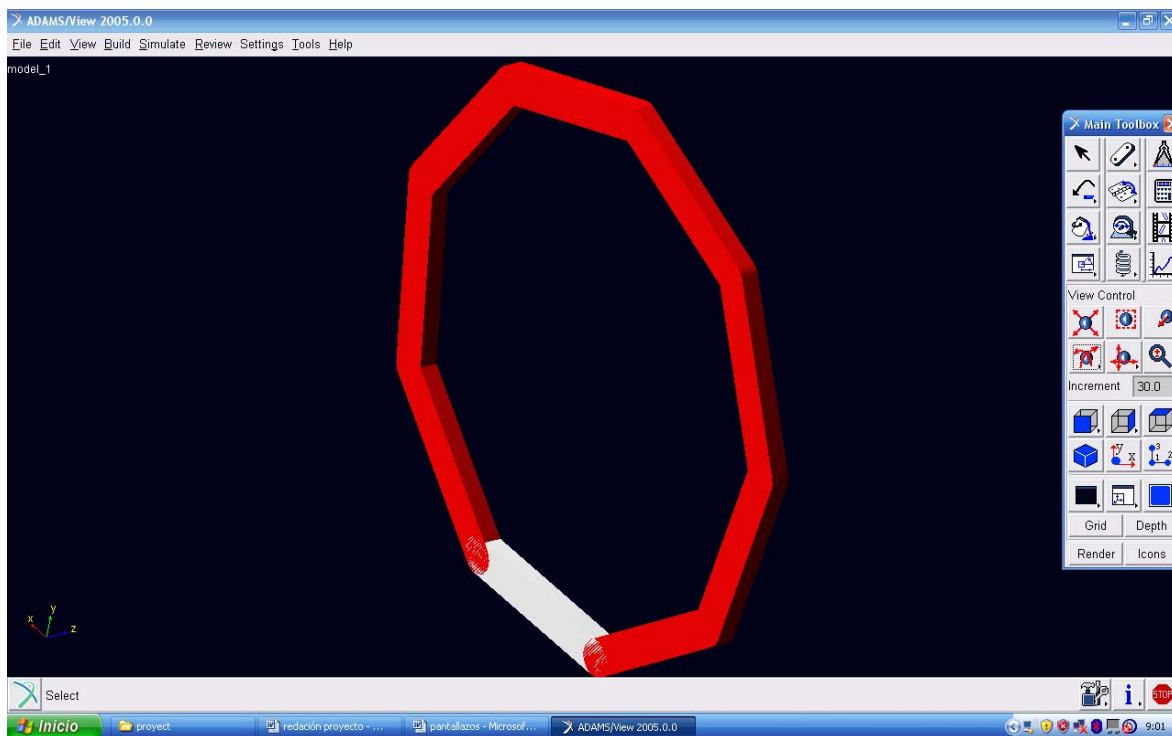


Figura 5.17 Vista isométrica de jaula de barras

5.9. CREACIÓN DE LAS JUNTAS

Se crean 20 juntas de revolución ("revolution joint"), una por cada par cilindro-eslabón (18 juntas), una entre el eje rotor y el anillo interior y una entre el eje rotor y tierra ("ground"), y una junta fija ("fixed") entre el anillo exterior y tierra.

Para crear las juntas de rotación (*Figura 5.18*):

1. Seleccionar la herramienta revolution joint



2. La configuración por defecto de un conjunto de revolución es "One Location" y "normal to grid", que describe la orientación de la articulación. Si la articulación se aplica en "One Location", la pieza será inmovilizada en el suelo, en lugar de "2-Bod 1Loc" que permite que dos piezas giren una respecto a la otra. Si "normal to grid" está seleccionado, el conjunto se aplicará de manera que el pasador de la bisagra es normal, o perpendicular a la malla.

En este caso se selecciona “2-Bod 1-Loc” para que el cilindro gire respecto al eslabón de la jaula, y “normal to grid” para que el eje de rotación sea Z (normal a la malla).

3. Haga clic en la parte 1 (cilindro), parte 2 (eslabón) y luego en el punto de conexión (centro de masas del cilindro)

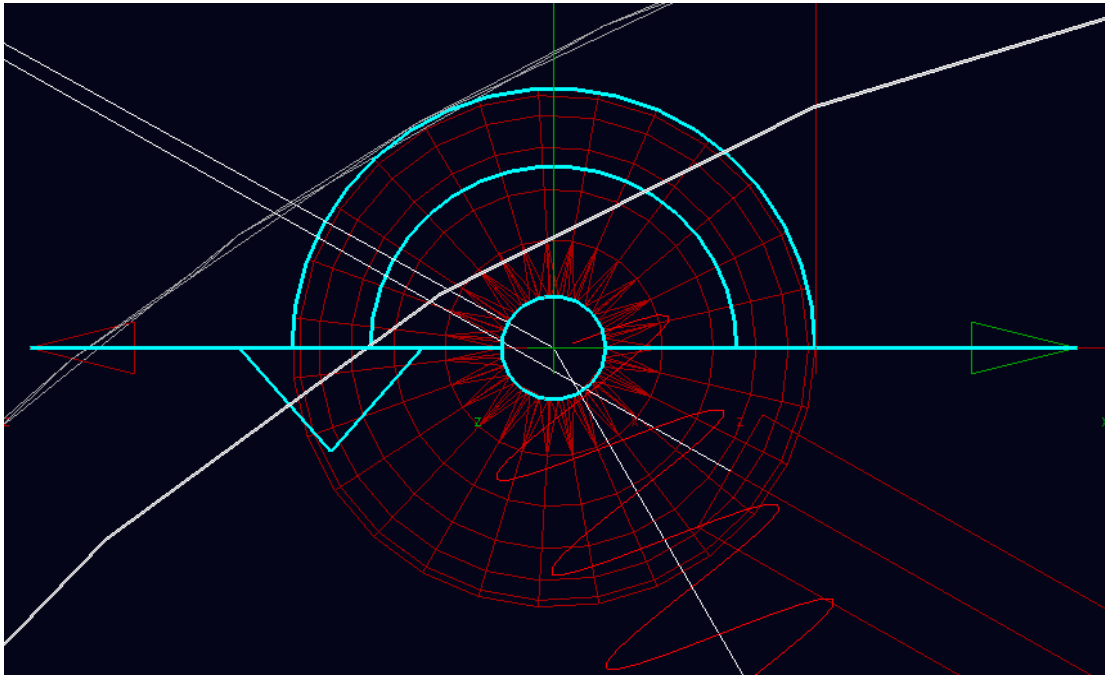


Figura 5.18 Junta de rotación cilindro-eslabón

Se repite el proceso para todos los cilindros y eslabones.

En el caso del eje rotor se actúa del mismo modo, creando una junta de revolución para los dos elementos en contacto con el eje rotor, tierra y el anillo interior, siendo el punto de conexión para ambas el origen de coordenadas de modelo, es decir, el (0,0,0).

Para crear la junta fija:


1. Seleccione la herramienta fixed joint  de la caja de herramientas de articulaciones, con lo que se abrirá la barra de herramientas (Figura 5.19).



Figura 5.19 barra de herramientas para juntas fijas (*fixed joint*)

2. La configuración por defecto de un conjunto de traslación son "One location" y "Pick Feature". Se cambia "One location" por "2-Bod 1-Loc" y "Pick Feature" por "normal to grid".
3. Se hace clic en el anillo exterior y en ground para que el anillo exterior quede fijado a tierra y seleccionamos el punto de conexión, que en este caso será de nuevo el origen de coordenadas.
4. Un candado como el de la *Figura 5.20* aparece centrado en el punto de aplicación:

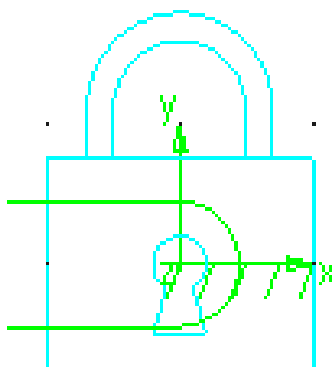



Figura 5.20. Junta fija para par anillo exterior-tierra

5.10. CREACIÓN DE CONTACTOS

Se generan contactos entre cada cilindro y el anillo exterior, entre cada cilindro y el anillo interior, y entre el eje rotor y el anillo interior. Este contacto se define como Sólido-Sólido.

1. Seleccionar haciendo clic derecho  y aparece el siguiente menú de fuerzas (Figura 5.21):

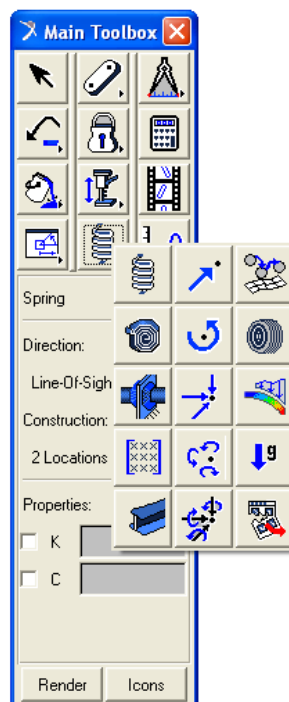



Figura 5.21 Menú de fuerzas

2. Se selecciona la opción  para generar los contactos entre las distintas partes. Con el botón derecho, siguiendo la imagen, se seleccionan los sólidos en "I solid" y "J solid" que queremos que tengan contacto (cilindro-anillo externo, cilindro-anillo interno o eje-anillo interno). Además se podrá definir el tipo de contacto, en este caso, Solid-Solid y fuerza de rozamiento, Coulomb. Los valores de rozamiento y de contacto se pueden adecuar a cada sistema (Figura 5.22):

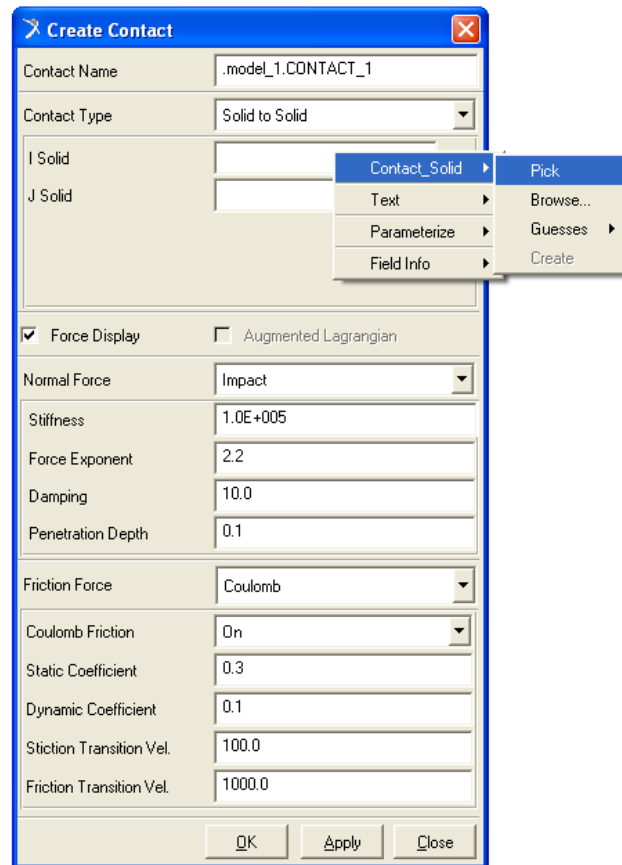


Figura 5.22 Ventana de opciones de contacto


5.11. CREACIÓN DE MOVIMIENTO

Se puede dotar de movimiento al sistema mediante la creación de un actuador de rotación, o aplicando un par al eje motor.

5.11.1 MEDIANTE ACTUADOR DE ROTACIÓN

Para dotar al sistema de movimiento, se crea un actuador de rotación. Estos actuadores sólo pueden aplicarse en juntas de rotación previamente creadas. En este caso la junta donde se aplicará el actuador de rotación será en la denominada joint_20, entre el eje rotor y tierra.

Los pasos a seguir para crear el actuador son los siguientes:

1. Se hace clic en la herramienta “rotational joint motion”  en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.
2. Se selecciona la velocidad de rotación con la que funcionará el actuador en grados por segundo.

3. Se hace clic en la junta donde vamos a colocar el actuador.

En la pantalla aparece una gran flecha curvada que indica el sentido del giro y el punto que señala el centro de rotación (*Figura 5.23*):

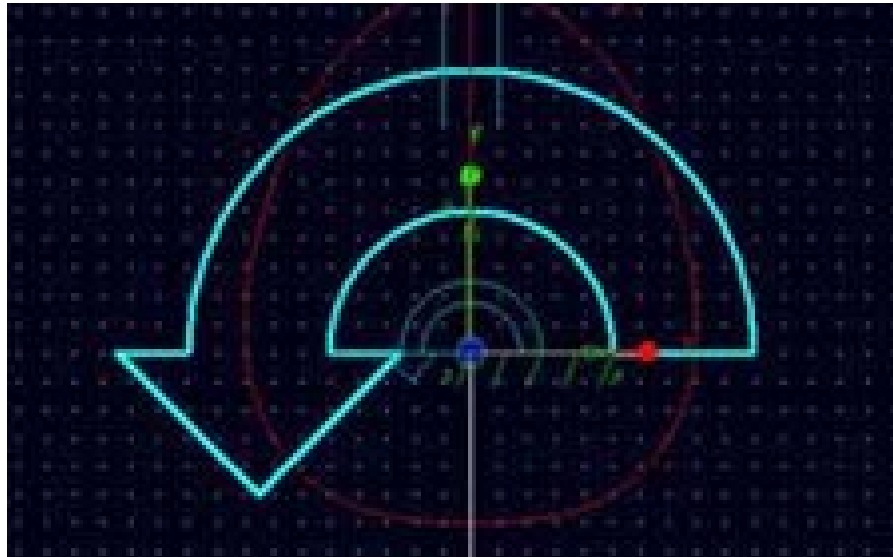


Figura 5.23 Actuador de rotación

5.11.2. MEDIANTE PAR DE ROTACIÓN

Los pasos a seguir para crear el par son los siguientes (*Figura 5.24*):





1. Se hace clic en la herramienta spring tool  en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.
2. Se selecciona  con el botón izquierdo del ratón.
3. Se selecciona en Run-Time Direction (sentido de ejecución en el tiempo) la opción que viene por defecto.
4. La fuerza se aplica a sólo una pieza. Si se selecciona Normal to Grid, ADAMS/View aplicará automáticamente la fuerza en una dirección normal a la malla.
5. Seleccionar en "Characteristic", Constante. ADAMS/View le permite especificar un valor constante.
6. De acuerdo a los números 3 y 4, seleccionar el eje rotor y el punto central.
Una fuerza se muestra con un marcador:



Figura 5.24 Par aplicado

5.12. VERIFICACIÓN DE LOS MODELOS

La herramienta de verificación se puede encontrar haciendo clic derecho sobre el botón de información  en la esquina inferior derecha de la ventana ADAMS/View. Se selecciona la herramienta de Comprobar modelo, haciendo clic izquierdo . La ventana de información aparece (Figuras 5.25 y 5.26):

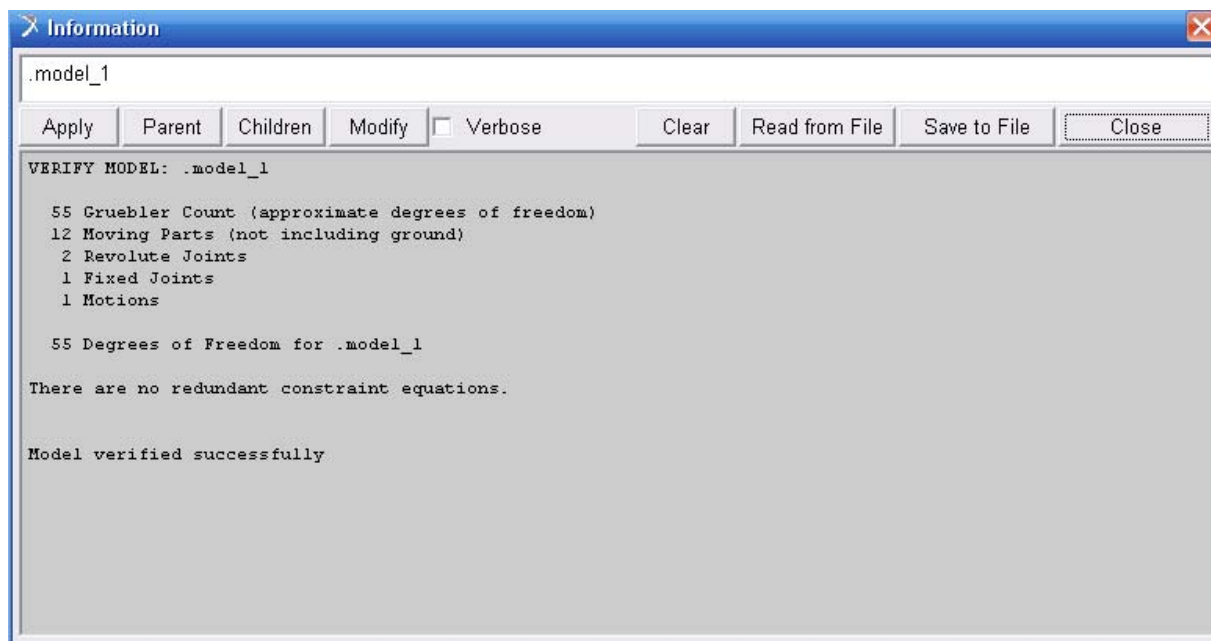


Figura 5.25 Verificación del rodamiento de 9 cilindros con jaula de muelles

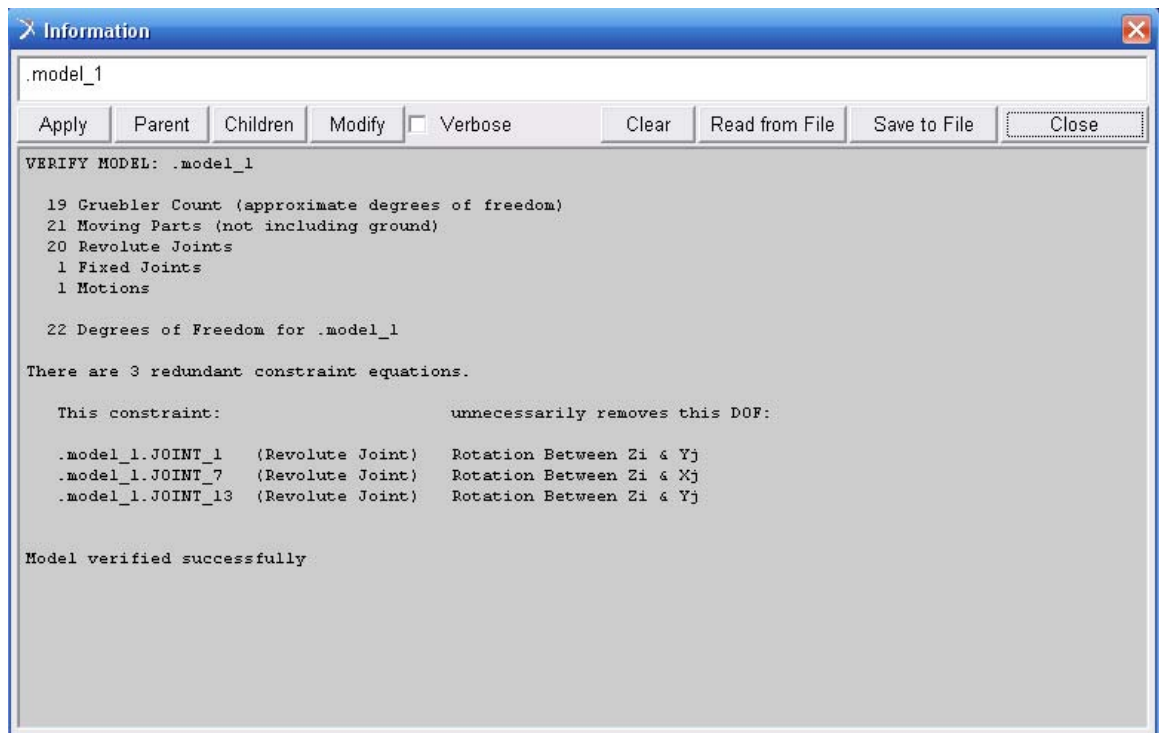


Figura 5.26 Verificación del rodamiento de 9 cilindros con jaula de barras

Ambas verificaciones de los modelos de rodamientos dan positivas por lo que se pueden realizar las simulaciones pertinentes del sistema y obtener resultados sin ningún tipo de error debido al modelado del sistema.



6. DISEÑO DE LAS SIMULACIONES Y PARÁMETROS DE LA SIMULACIÓN

6.1 SIMULACIÓN DE MODELOS. PARÁMETROS DE SIMULACIÓN.

6.1.1. EL PANEL DE SIMULACIÓN

Al panel de simulación se puede acceder haciendo clic en la herramienta de simulación



en la tabla de herramientas (*Figura 6.1*).

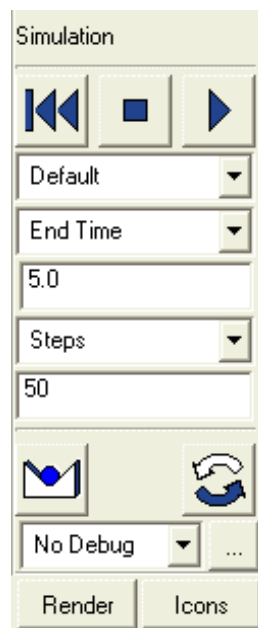


Figura 6.1 Panel de simulación

Desde el panel de simulación se puede acceder a todos los comandos que son necesarios para simular el modelo. El primer conjunto de botones en el panel de simulación son los

Rewind , Stop  y Play .

La primera opción que hay que definir es qué tipo de simulación se desea realizar (por defecto, dinámica, cinemática o estática). En este caso se deja “default” (por defecto).

6.1.2. AJUSTE DEL TIEMPO DE DURACIÓN

La siguiente opción en el panel de simulación es para elegir una hora de finalización de la simulación o la duración de la simulación. Si se elige una hora de finalización comenzará la simulación desde el reposo, mientras que si se elige una duración fija no necesariamente parte del reposo ($t = 0s$). Para ello:



1. Seleccionar End Time en el panel de simulación.
2. Introducir el tiempo deseado para la simulación, en este caso 5 segundos para todas las simulaciones con el rodamiento de 9 cilindros.

6.1.3. AJUSTE DE LOS PASOS DE TIEMPO

Los intervalos de tiempo son utilizados en Adams/View para determinar cómo se ejecuta la simulación. Se puede elegir un tamaño de paso, que es la cantidad de tiempo que transcurre entre las imágenes y, los pasos, que es el número de pasos que ocurren en la simulación completa. Ambas opciones son bastante similares y han de ajustarse a cada problema. Para establecer los intervalos de tiempo:

1. Seleccionar “Step Size” (Tamaño de paso) o “Steps” (Pasos) del campo de opción en el panel de simulación. En este caso, se selecciona “Steps”.
2. Introducir 500 pasos.

Todas las simulaciones con el rodamiento de 9 cilindros se realizan con el número de pasos y el tiempo indicados. El panel de simulación queda como se muestra en la *Figura 6.2*:

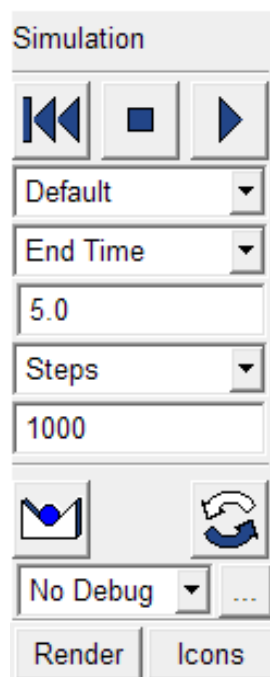


Figura 6.2 Valores del panel de simulación



6.1.4. AJUSTE DE LOS CONTACTOS

Los parámetros seleccionados en el contacto son el tipo de contacto, “Solid to Solid”, que es el propio de los sólidos entre los que existe el contacto y fricción. En el cuadro para seleccionar el tipo de fuerza de fricción, se selecciona Coulomb (*Figura 6.3*).

Los valores para los coeficientes de fricción estático y dinámico que vienen por defecto en el programa son de 0,3 y 0,1 respectivamente. En las simulaciones que se llevan a cabo se varían por un coeficiente de fricción estática de 0,23 y un coeficiente de fricción dinámica de 0,16. Estos valores son más apropiados para un contacto entre acero-acero de lubricación grasa. (Ver *Tabla III*).

Modify Contact	
Contact Name	CONTACT_10
Contact Type	Solid to Solid
I Solid	BOX_1
J Solid	ELLIPSOID_8
<input checked="" type="checkbox"/> Force Display <input type="checkbox"/> Augmented Lagrangian	
Normal Force	Impact
Stiffness	1.0E+005
Force Exponent	2.2
Damping	10.0
Penetration Depth	0.1
Friction Force	Coulomb
Coulomb Friction	On
Static Coefficient	0.3
Dynamic Coefficient	0.1
Stiction Transition Vel.	100.0
Friction Transition Vel.	1000.0
OK Apply Close	

Figura 6.3 Ventana donde modificar y definir los contactos

6.1.5. ANIMACIÓN DEL MODELO

Una vez simulado el modelo se puede visualizar con



Quedando la barra de tareas de la manera siguiente (*Figura 6.4*):

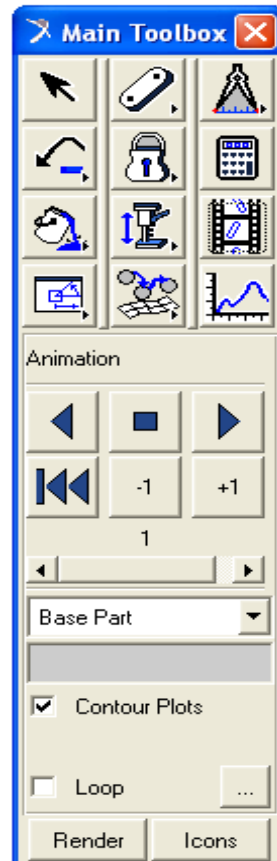


Figura 6.4 Panel de animación

Con los iconos que aparecen se puede reproducir la animación, parar, reproducir en sentido inverso y reiniciar. Además, si se marca la pestaña “loop” la animación se reiniciará automática e indefinidamente cuando ésta acabe.

6.1.6 POSTPROCESADOR

El postprocesador es una herramienta de ADAMS: MSC llamada “ADAMS Postprocessor” que permite un estudio detallado de los resultados que se han obtenido mediante las simulaciones. Además permite visualizar también animaciones para su posterior exportación.



Se puede acceder a él mediante el acceso



directo o directamente desde

ADAMS/View de una manera más cómoda siguiendo los pasos siguientes:

Cuando se toma una medida de cualquier tipo se pulsará sobre ella con el botón derecho y se seleccionará "Transfer To Full Plot" de la siguiente forma (*Figura 6.5*):

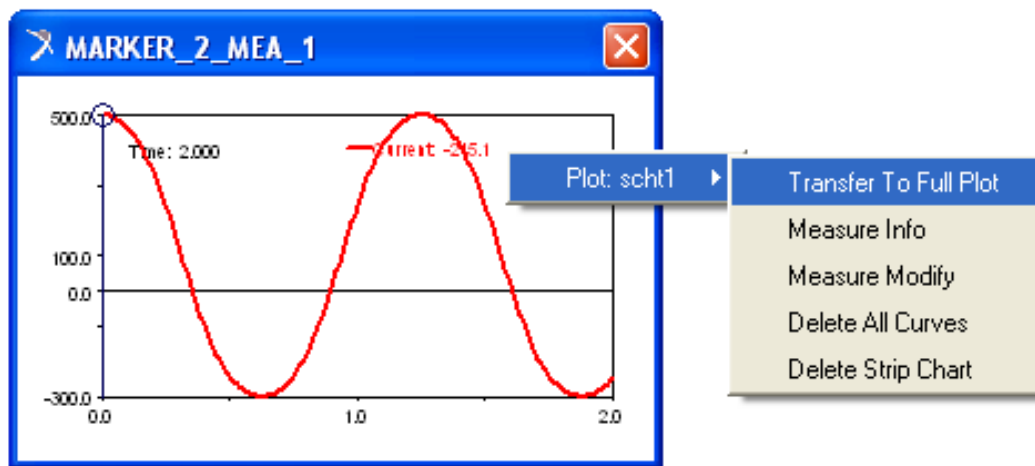



Figura 6.5 Paso de medidas al Postprocesador

Una vez hecho se abrirá el postprocesador automáticamente. Todo lo que se guarde de esta forma a partir de ahora quedará guardado en la misma base de datos que estemos utilizando de manera que siempre que esté la base de datos abierta en la que la cual se esté trabajando se podrá acceder directamente al postprocesador pinchando en el

siguiente icono de la barra de tareas:  y de la misma forma se podrá volver a

ADAMS View con: 

El postprocesador se muestra como aparece en la *Figura 6.6*:

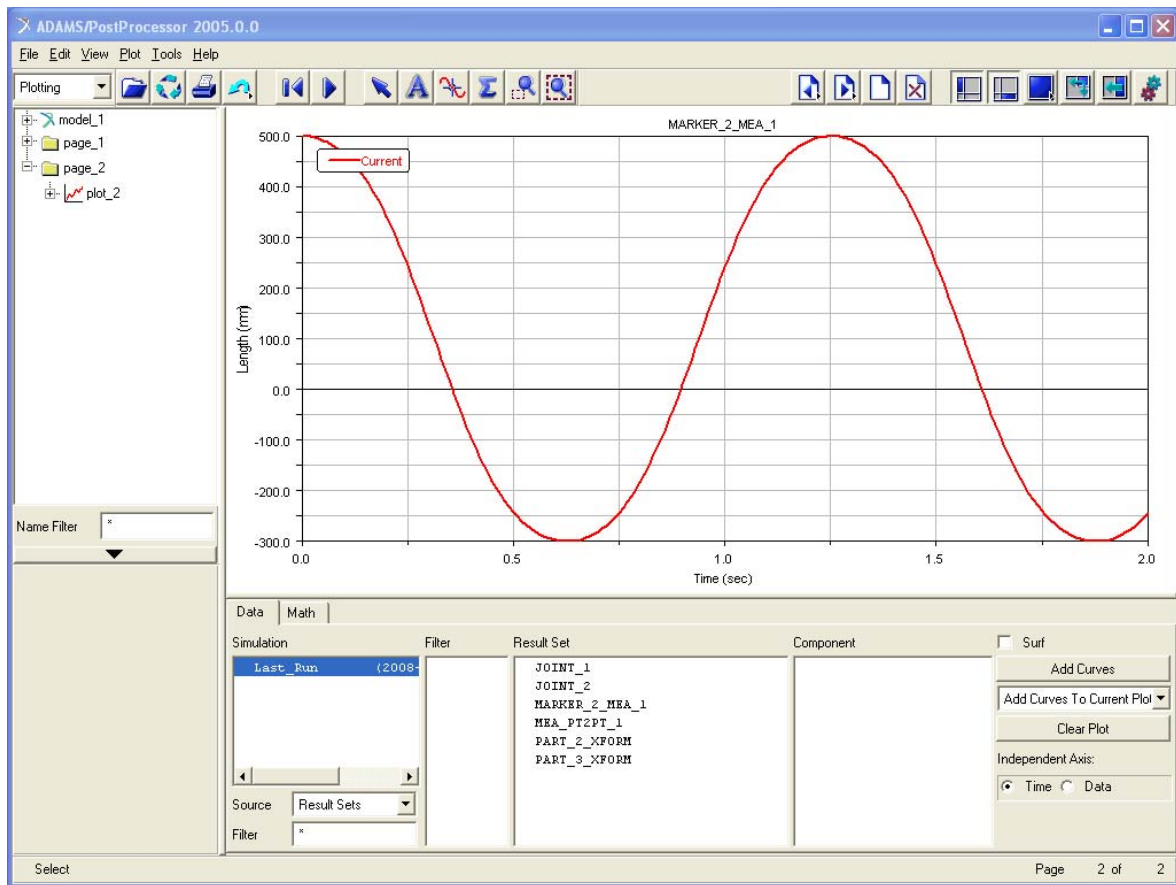




Figura 6.6 Postprocesador

Se puede hacer clic en varios puntos del gráfico para ver las diferentes opciones que se pueden cambiar. Es posible cambiar los valores máximo y mínimo, las etiquetas en el eje, así como el título de la gráfica antes de imprimir. También se puede imprimir desde esta pantalla, seleccionando el icono de impresión . Otra opción que se tiene es la de poder rastrear el cambio de la variable medida seleccionando el icono de seguimiento . Se puede ver la evolución de la variable medida con respecto al tiempo (Figura 6.7):

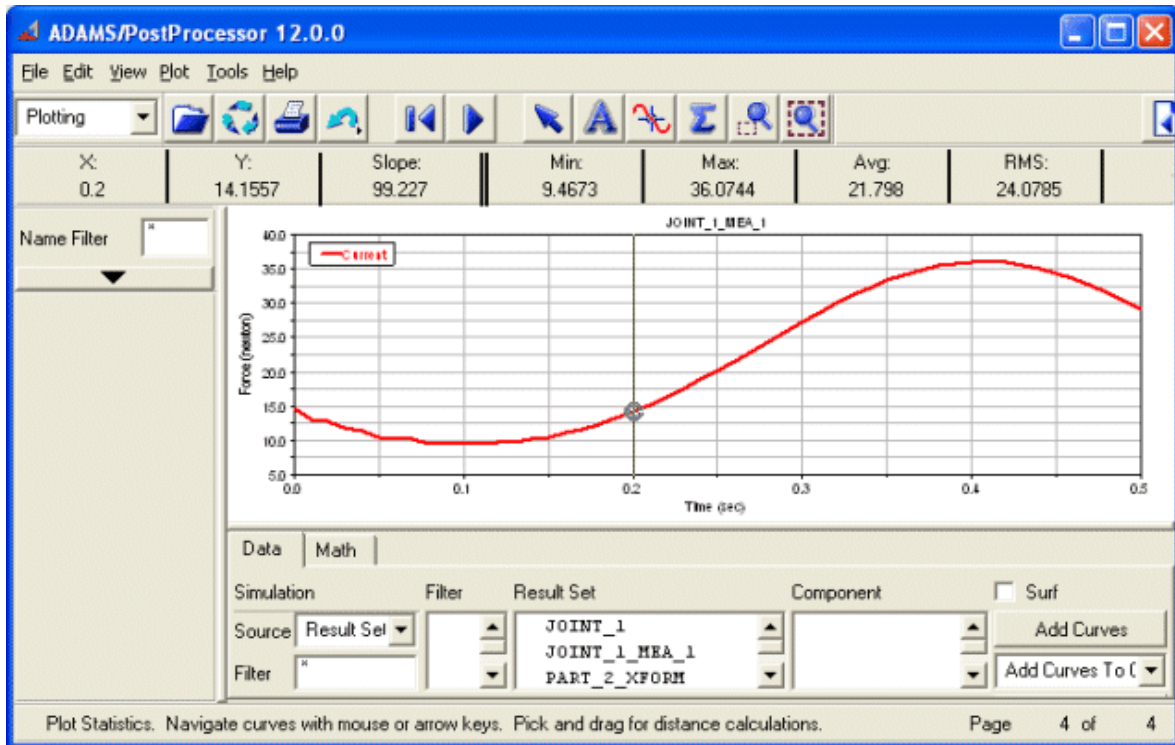


Figura 6.7 Postprocessor con icono de seguimiento activado

6.1.7. EXPORTACIÓN DE DATOS DE ADAMS/VIEW A EXCEL.

Para exportar los datos que proporciona ADAMS/View después de cada simulación tenemos que encontrarnos en la ventana de estudio de gráficas (*Figura 6.8*).

Una vez nos encontremos en esta ventana seguimos los siguientes pasos:

1. Hacer clic izquierdo en File / Export.
2. Elegir Spreadsheet como modo de exportación a Excel. El archivo se guardará como una tabla (.tab).

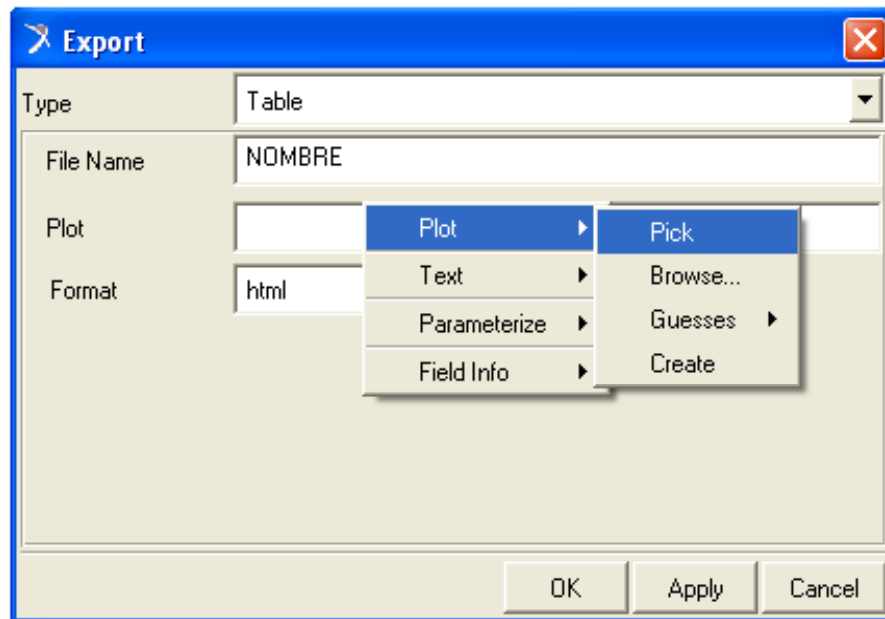


Figura 6.8 Exportación de datos y archivos.

Si queremos realizar gráficas comparativas y poder examinar los datos exportados de Adams/View seguimos los siguientes pasos:

1. Una vez tenemos este archivo guardado, abrimos Excel y seleccionamos Datos y en el apartado "Obtener datos externos" seleccionar "Desde texto". Seleccionar el archivo exportado desde ADAMS/View.
2. Aparecerá un menú en el que hay que dar tres pasos. En el primero y en el segundo no hay que modificar nada por lo que hacemos clic en Siguiente. En el tercer paso, hacer clic en a "Avanzadas" para seguidamente seleccionar el punto (.) como separador de decimales y () en blanco el separador de miles.

6.2. DISEÑO DE LAS SIMULACIONES

En el diagrama de la *Figura 6.9* se muestra el mapa que se ha seguido para estructurar el paquete de simulaciones al que se ha sometido el modelo de rodamiento descrita en el punto 4 del presente proyecto.

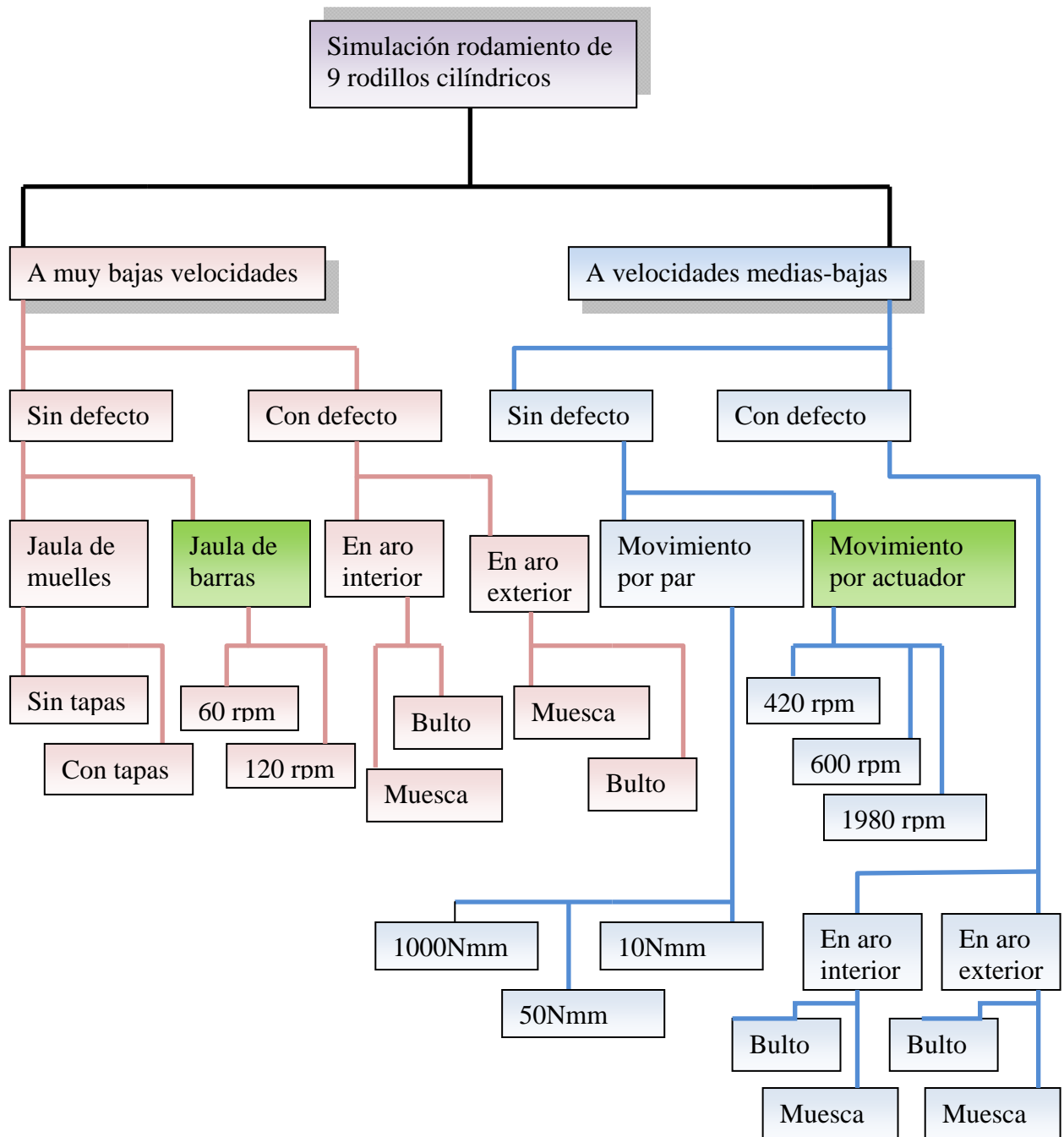


Figura 6.9 Diagrama explicativo del proceso de diseño de las simulaciones



En el diagrama se puede observar que existen dos grandes bloques de simulación: a muy bajas velocidades (hasta 120 rpm), y a velocidades medias-bajas (de 400 a 1980 rpm).

En ambos grupos, se simulará el rodamiento sin incluir defectos en las pistas de rodadura, donde las únicas variables serán la velocidad de giro, el tipo de jaula empleado (muelles o barras) y el modo de inducir movimiento al sistema (mediante actuador o aplicando un par al eje rotor).

Una vez simulado el sistema sin defectos, se introducirán defectos en una de las pistas de rodadura en aquellos casos que en la simulación sin defecto se hayan comportado de forma más estable. En estos casos, las variables serán el tipo de defecto (muesca o bulto), dónde se introduce el defecto (aro interior o aro exterior) y el tamaño del defecto.

Como punto de partida para las distintas modificaciones, se fijan unas condiciones iniciales generales del sistema:

- El material supuesto para la simulación es acero para todas las partes del sistema. La densidad del acero elegido es de $7,8E-6 \text{ kg/mm}^3$, el módulo de Young es de $2,07E5 \text{ N/mm}^2$ y el número de Poissones de 0,29.
- El sistema está sometido a la acción de la fuerza de la gravedad terrestre siendo $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.
- El anillo exterior está fijado a tierra, por lo que carece de movimiento.
- El movimiento del sistema se transmite desde el eje hasta el anillo interno mediante fricción, y de éste a los rodillos.

Hay tres condiciones de contacto básicas a tener en cuenta: el contacto entre el rodillo y el anillo interno, el contacto entre el rodillo y el anillo externo, y el contacto entre el eje y el anillo interno. Los dos primeros son idénticos, siendo los coeficientes estático $\mu_e = 0,23$ y el dinámico $\mu_d = 0,16$ en ambos casos. (Tabla III)

Los contactos los definimos en el programa como de sólido a sólido, siendo el resto de parámetros:

Normal Force impact

Stiffness $1,0 \cdot 10^5$

Force Exponent 2,2

Damping 10,0

Penetration Depth 0,1

Friction Force – Coulomb

Coulomb Friction _ on

Static Coefficient _0,2 (0,3 en el contacto eje- anillo interno)



Dynamic Coefficient_0,1 (en los tres contactos)

Stiction Transition Velocity_100

Friction Transition Velocity_1000

Las condiciones de contacto entre las barras que conforman la jaula del rodamiento y los rodillos, sólo permiten el giro en el eje z' , siendo el coeficiente de fricción estático $\mu_e=0,5$ y el dinámico $\mu_d= 0,3$.



Tabla III Coeficientes de rozamiento según tipo de materiales de contacto

Material 1:	Material 2:	Mu static:	Mu dynamic:	Coefficiente de Restitución:
Acero seco	Acero seco	0.70	0.57	0.80
Acero engrasado	Acero seco	0.23	0.16	0.90
Acero engrasado	Acero engrasado	0.23	0.16	0.90
Aluminio seco	Acero seco	0.70	0.50	0.85
Aluminio seco	Acero engrasado	0.23	0.16	0.85
Aluminio seco	Aluminio seco	0.70	0.50	0.85
Aluminio engrasado	Acero seco	0.30	0.20	0.85
Aluminio engrasado	Acero engrasado	0.23	0.16	0.85
Aluminio engrasado	Aluminio seco	0.30	0.20	0.85
Aluminio engrasado	Aluminio engrasado	0.30	0.20	0.85
Acrílico	Acero seco	0.20	0.15	0.70
Acrílico	Acero engrasado	0.20	0.15	0.70
Acrílico	Aluminio seco	0.20	0.15	0.70
Acrílico	Aluminio engrasado	0.20	0.15	0.70
Acrílico	Acrílico	0.20	0.15	0.70
Nylon	Acero seco	0.10	0.06	0.70
Nylon	Acero engrasado	0.10	0.06	0.70
Nylon	Aluminio seco	0.10	0.06	0.70
Nylon	Aluminio engrasado	0.10	0.06	0.70
Nylon	Acrílico	0.10	0.06	0.65
Nylon	Nylon	0.10	0.06	0.70
Caucho seco	Acero seco	0.80	0.76	0.95
Caucho seco	Acero engrasado	0.80	0.76	0.95
Caucho seco	Aluminio seco	0.80	0.76	0.95
Caucho seco	Aluminio engrasado	0.80	0.76	0.95
Caucho seco	acrílico	0.80	0.76	0.95
Caucho seco	Nylon	0.80	0.76	0.95
Caucho seco	Caucho seco	0.80	0.76	0.95
Caucho engrasado	Acero seco	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Acero engrasado	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Aluminio seco	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Aluminio engrasado	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Acrílico	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Nylon	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Caucho seco	0.63	0.56	0.95
Caucho engrasado	Caucho engrasado	0.63	0.56	0.95





7. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS A BAJAS VELOCIDADES ANGULARES

7.1 SIMULACIÓN A MUY BAJAS VELOCIDADES SIN DEFECTO EN PISTA DE RODADURA.

7.1.1 SIMULACIÓN CON JAULA DE MUELLES

El primer bloque de simulaciones a muy bajas velocidades, servirá para determinar el tipo de jaula que se usará en las que se introduzca un defecto en la pista de rodadura.

Se simula usando un actuador de rodadura a 60 rpm, y una rigidez de los muelles de 50 N/m.

7.1.1.1 Sin tapas de cierre

En un primer momento, se simula usando la jaula de muelles sin tapas de cierre, pero como se aprecia en las *Figuras 7.1 (a y b)*, los rodillos se deslizan en el sentido del eje Z y giran respecto a los ejes X e Y con casi total libertad, por lo que el sistema se presenta muy inestable. Al aumentar progresivamente la rigidez de los muelles de 50 a 200 N/m en tramos de 50 N/m, los resultados obtenidos siguen siendo los mismos, por lo que no logramos obtener ninguna gráfica de rodadura.

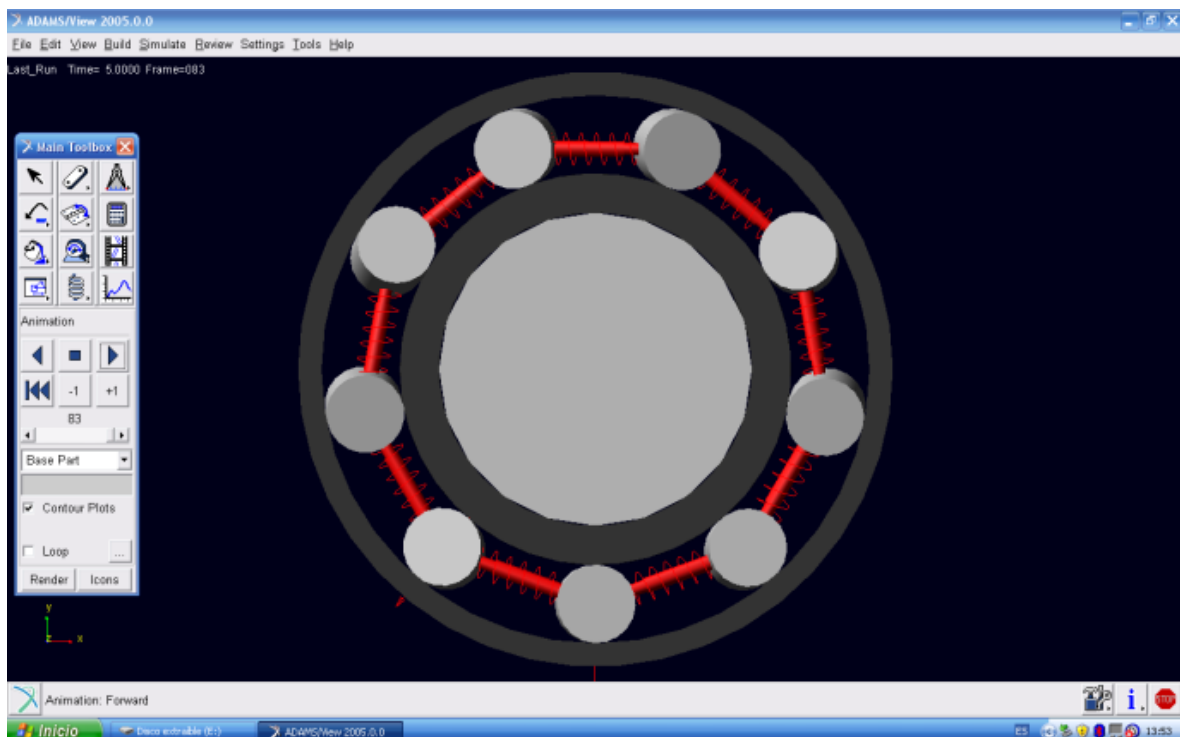


Figura 7.1 (a) Alzado del rodamiento con jaula de muelles tras 5 segundos de simulación a 60 rpm



Figura 7.1 (b) Perfil del rodamiento con jaula de muelles tras 5 segundos de simulación a 60 rpm

7.1.1.2 Con tapas de cierre

Para intentar restringir los movimientos de los rodillos, se modelan unas tapas que se encajan en la parte anterior y posterior del rodamiento (*Figura 7.2*), que servirían de tope a los cilindros y evitarían su desplazamiento longitudinal así como su giro en X e Y.

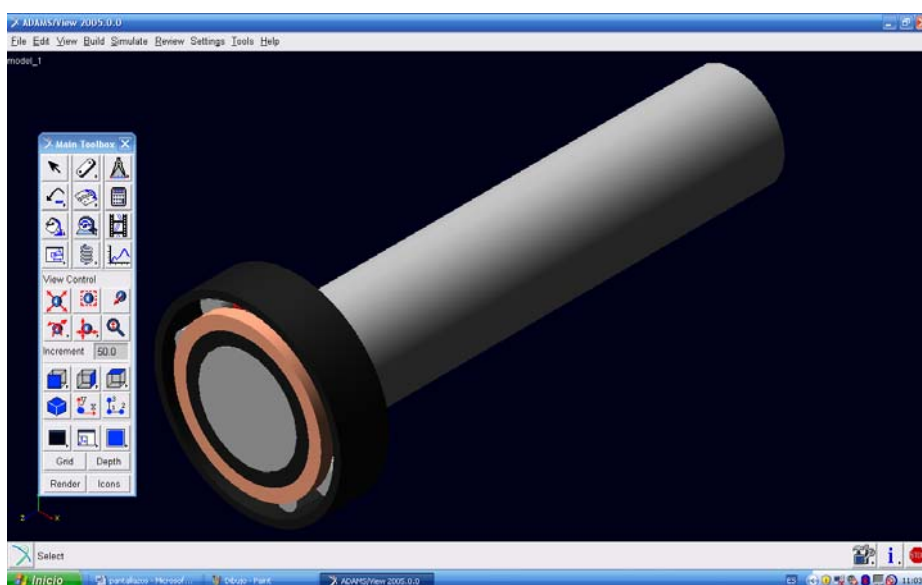


Figura 7.2 Vista isométrica del sistema con jaula de muelles y tapas



Sin embargo, aunque los resultados obtenidos son mucho más estables que en el apartado anterior, como se ve en la *Figura 7.3*, aunque la mayoría de rodamientos tienen un comportamiento aparentemente normal, sigue habiendo elementos que generan inestabilidad, como se puede apreciar al comparar las gráficas de rodadura (*Figuras 7.3 y 7.4*), donde se observa que las curvas presentan perturbaciones que demuestran que la rodadura no es pura, por lo que el modelo seguiría sin ser válido para poderlo comparar con un modelo que presente defectos localizados, ya que no se podría diferenciar entre las perturbaciones creadas por el defecto y las creadas por el propio sistema.

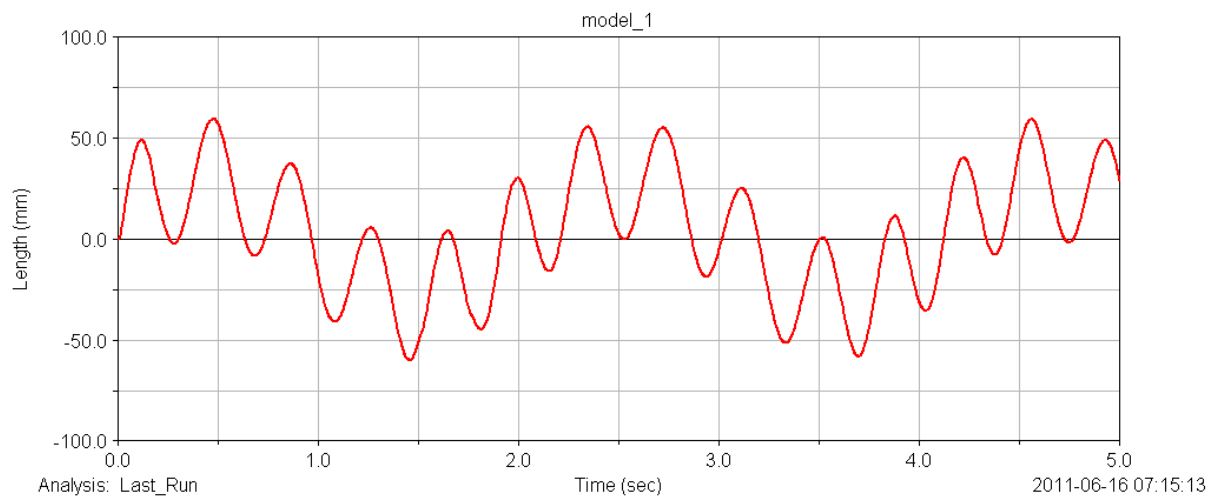


Figura 7.3 Gráfica desplazamiento en X vs tiempo de un punto de la superficie del rodillo 2 respecto a las coordenadas generales a una velocidad de 60 rpm

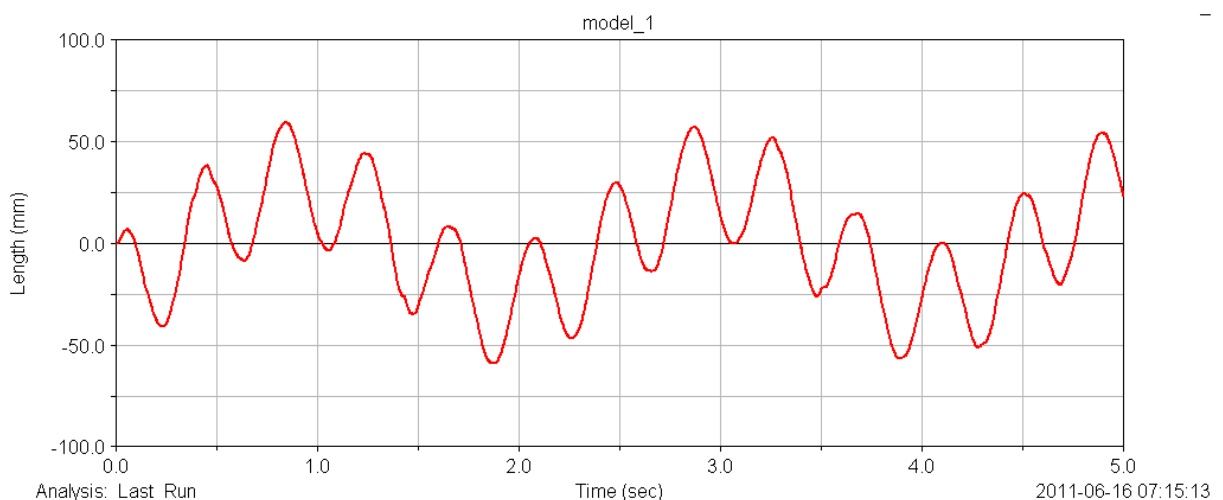


Figura 7.4 Gráfica desplazamiento en X vs tiempo de un punto de la superficie del rodillo 5 respecto a las coordenadas generales a una velocidad de 60 rpm



7.1.2 SIMULACIÓN CON JAULA DE BARRAS

7.1.2.1 Con jaula de barras a 60 rpm.

Para la primera simulación con la jaula de barras se somete al sistema a una muy baja velocidad de giro, siendo esta definida por la función $360d \times t$ en el actuador de rotación, lo que proporciona al eje una velocidad de giro de 360 grados por segundo, o lo que es lo mismo, una revolución por segundo o 60 rpm.

Con estas condiciones se procede a simular. El proceso de simulación abarca un total de 5 segundos, y el cálculo de la misma en torno a una hora y media, con un total de 500 pasos procesados. En la animación se observa que los rodamientos giran sin desplazarse en el eje Z ni girando respecto a X ni Y. En la gráfica de desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 con respecto al eje X, “part_7CM_position X”, (Figura 7.5) vemos que el centro de masas del rodillo gira alrededor del eje Z general, como se desprende de la función periódica que nos muestra la gráfica.

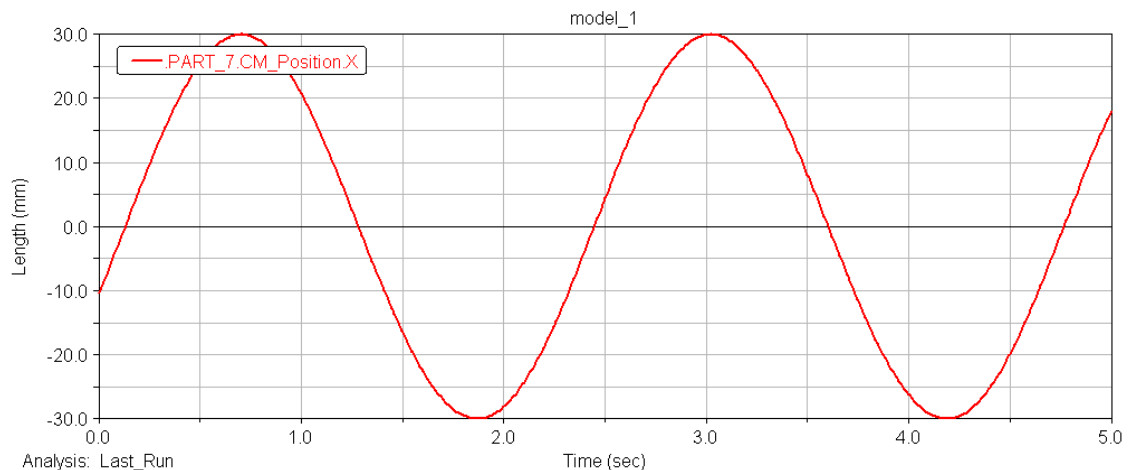


Figura 7.5 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm

Para comprobar que los rodillos están rodando en lugar de deslizando, se usa la gráfica del desplazamiento vs tiempo de el eje x local del rodillo 7 respecto al eje X general, “part_7XFORMX”, que simula el movimiento de un punto de la superficie del cilindro con respecto al eje X del sistema (Figura 7.6).

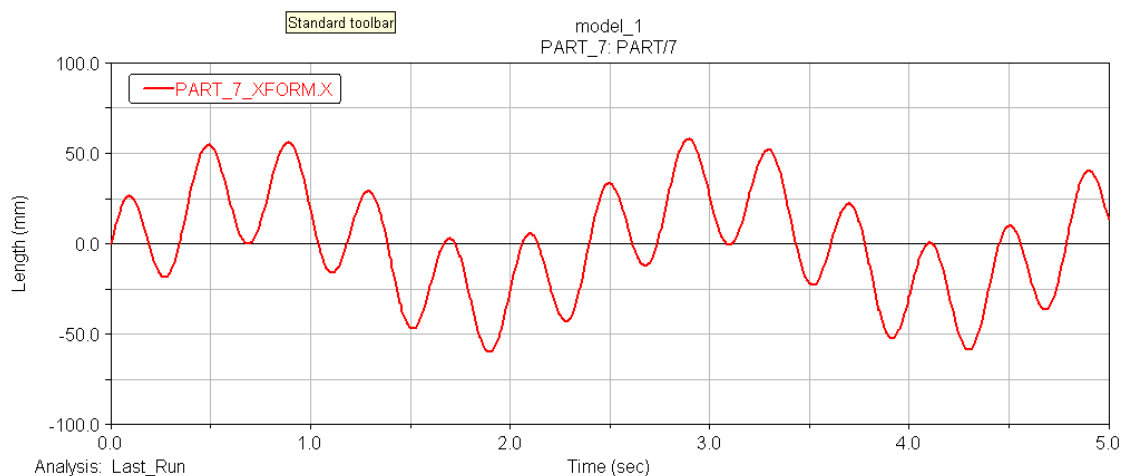


Figura 7.6 Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm

En la Figura 7.5 se puede apreciar el movimiento de rotación del punto alrededor de su eje local más la rotación de su eje respecto al eje general, como se desprende por la forma periódica de la gráfica. Si se compara esta gráfica con su homóloga para el caso de jaula de muelles (Figuras 7.3 y 7.4), se puede apreciar una mayor estabilidad en el movimiento, como se comprueba por la forma suave de las curvas y la periodicidad del movimiento.

Para comprobar las vibraciones a las que es sometido cada rodillo, se utilizará la gráfica de desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo en magnitud absoluta, como modelo, como hasta ahora en esta simulación, se utiliza la del rodillo número 7 (Figura 7.7).

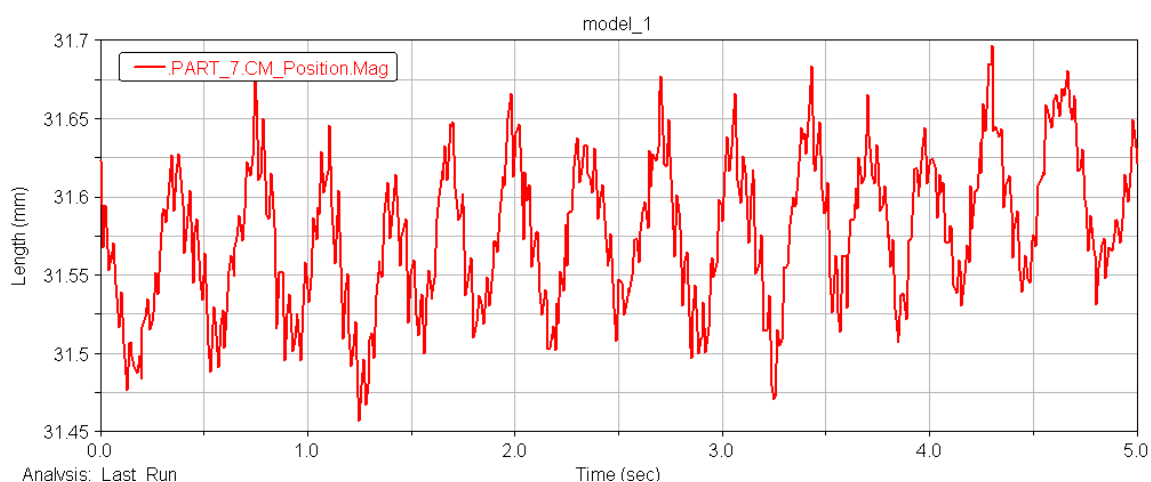


Figura 7.7 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm

Esta gráfica muestra como vibra el centro de masas del cilindro si el origen de coordenadas local fuese el absoluto y el resto del sistema girara en torno al sistema de referencia local. La gráfica, por tanto, muestra lo que se desplaza el centro de masas del rodillo del origen de coordenadas de su propio sistema local de referencia.

En este caso, si nos fijamos en el máximo (31,7 mm) y en el mínimo (31,45 mm) el centro de masas del rodillo número 7 oscila una amplitud de 0,25 mm de forma más o menos periódica, sin ningún pico a tener en cuenta, por lo que la vibración que presenta es la asociada al rozamiento, sin presentarse ninguna perturbación que pudiera mostrar la presencia de algún defecto en la superficie de alguna de las pistas de rodadura.

Superponiendo las tres en la misma escala (*Figura 7.8*):

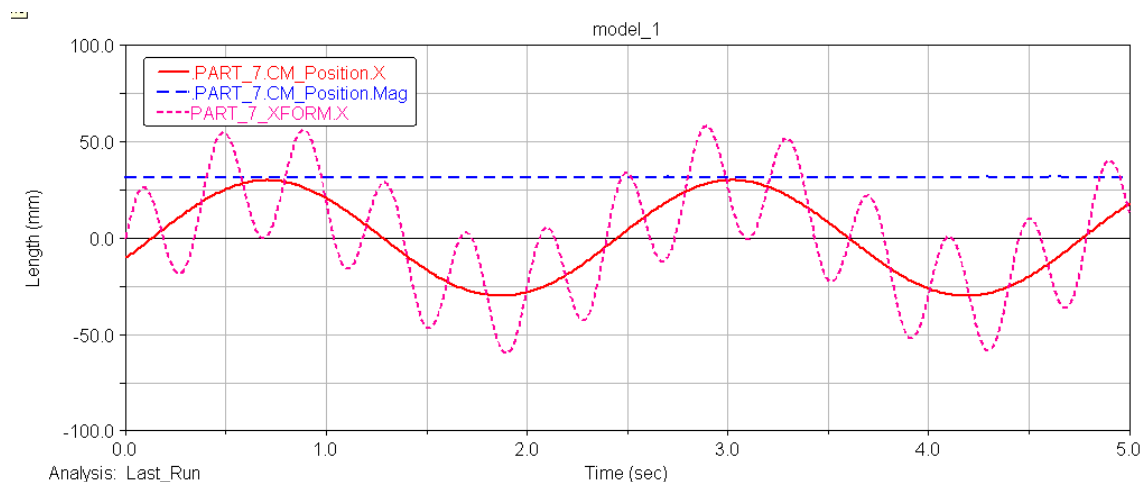


Figura 7.8 Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm

En estas gráficas, obtenidas de la simulación del rodillo número 7, el inferior de la izquierda cuando el mecanismo se halla en estado de reposo (*Ver figura 5.10*), se verifica el giro del rodillo sobre sí mismo y alrededor del anillo interior. También se aprecia que la posición en magnitud de su centro de masas no presenta más que la vibración asociada al rozamiento, sin detectarse defectos en la superficie interna de la corona exterior.

Si se comparan las gráficas de los distintos rodillos, se obtienen casi idénticos resultados a no ser por el desfase que se aprecia debido a las diferentes posiciones iniciales de cada uno de ellos.

Tras estas simulaciones, se decide mantener la jaula de barras para el resto de simulaciones, ya que, dada su mayor estabilidad en las simulaciones sin defecto, se piensa

que cuando se simule con defectos será más fácil identificar un pico, que en el caso de los rodillos con jaula de muelles, que presentan gráficas tan irregulares.

7.1.2.2 Con jaula de barras a 30 rpm.

Tras comprobar la validez de la simulación a 60 rpm, se simula el conjunto a una velocidad de giro de 30 rpm y, se comparan las gráficas obtenidas (*Figura 7.9*) con los del primer estudio realizado:

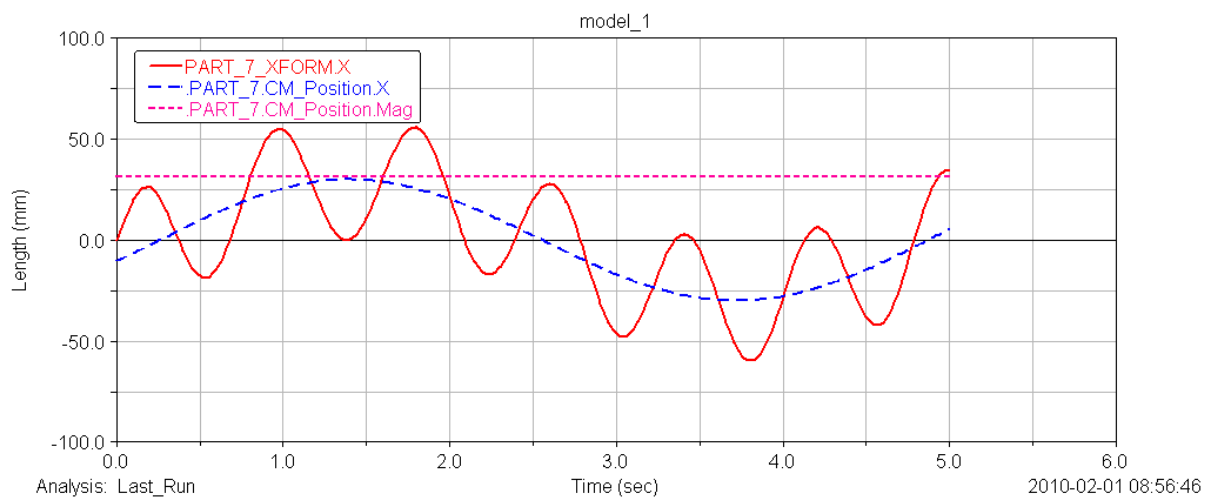


Figura 7.9 Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 30 rpm

Se comprueba que la frecuencia del movimiento se reduce a la mitad en el mismo intervalo de tiempo simulado, siendo los máximos y los mínimos idénticos, verificándose la disminución de la velocidad de giro del mecanismo a la mitad, sin detectarse ninguna disfunción en el mecanismo.



7.1.2.3 Con jaula de barras a 120 rpm.

De la misma forma, se procede a simular el mecanismo al doble de la velocidad inicial, es decir, a 120 rpm, y se comparan los resultados con los obtenidos en los casos anteriores (Figura 7.10).

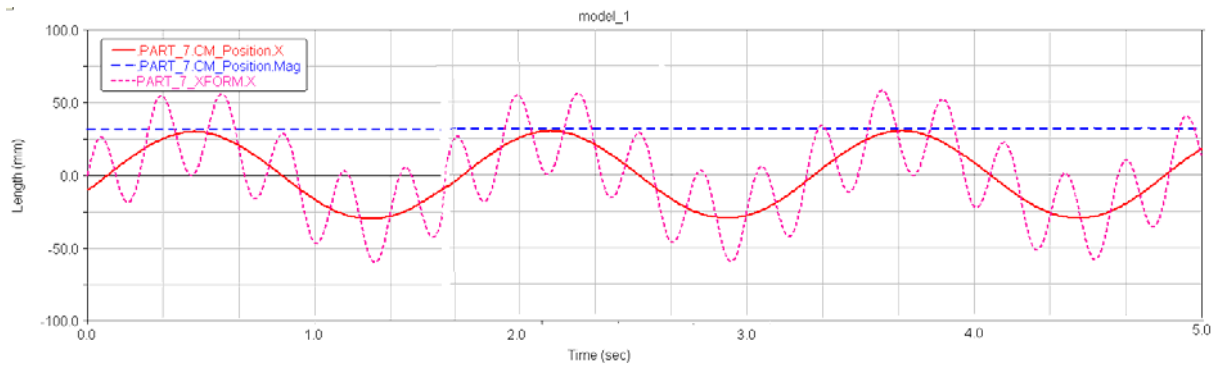


Figura 7.10 Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 120 rpm

Como era de esperar, la frecuencia del movimiento aumenta al doble que para el caso de 60 rpm en el mismo intervalo de tiempo, siendo los máximos y los mínimos idénticos a los de los dos casos anteriores, sin detectarse ninguna disfunción en el mecanismo.

7.2 SIMULACIÓN A MUY BAJAS VELOCIDADES CON DEFECTO EN PISTA DE RODADURA.

Una vez comprobado el buen funcionamiento del sistema, se pasa a la segunda fase del paquete de simulaciones a muy bajas velocidades, la localización de fisuras o defectos superficiales en el rodamiento del orden de ente 1/5 y 1/10 del diámetro de los rodillos.

Como se indicó en el apartado anterior, todas las simulaciones se llevarán a cabo utilizando la jaula de barras. Y también como en los casos anteriores, el movimiento al sistema lo proporcionará un actuador rotacional. En este actuador, y para todas las simulaciones con defectos en este apartado, se define la velocidad angular como 360 grados por segundo, o lo que es lo mismo, 60 rpm.

Las simulaciones se realizarán para dos tipos de defectos: tipo bulto y tipo muesca. También se modificará el tamaño del defecto y su geometría, para comprobar las diferencias que resultan de estas modificaciones en las gráficas asociadas a cada simulación.



7.2.1 EN ANILLO EXTERIOR

7.2.1.1 Tipo muesca.

La primera opción en la que se piensa para crear una muesca en la pista externa de rodadura es la de crear un agujero pasante en la dirección del eje Z con la herramienta de



la paleta de herramientas “crear un agujero”. Definimos al diámetro del agujero como 1 mm, y su longitud de 20 mm y colocamos su centro de manera que al generar el agujero, cree una muesca con forma de semicircunferencia en la superficie interna de la corona interior (Figura 7.11).

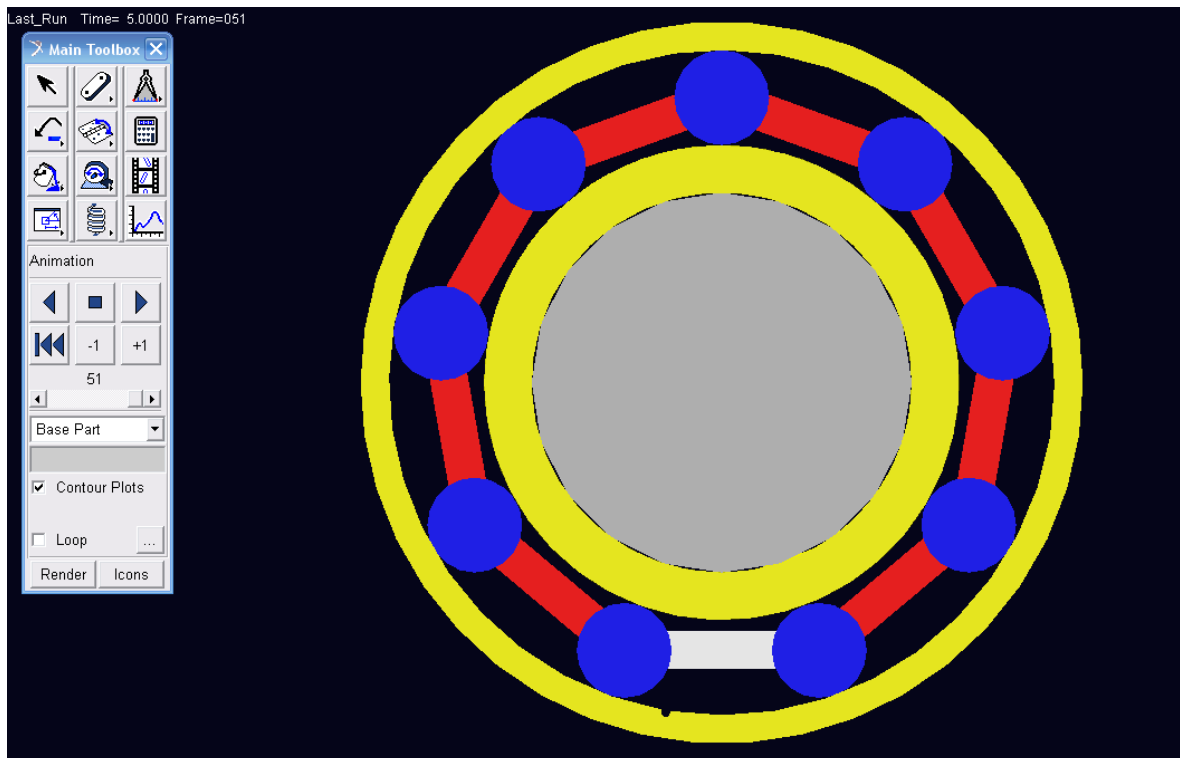


Figura 7.11 Vista del alzado del rodamiento con agujero de 1 mm de diámetro en pista exterior



Simulamos sin obtener errores y obtenemos los siguientes datos (*Figura 7.12*):

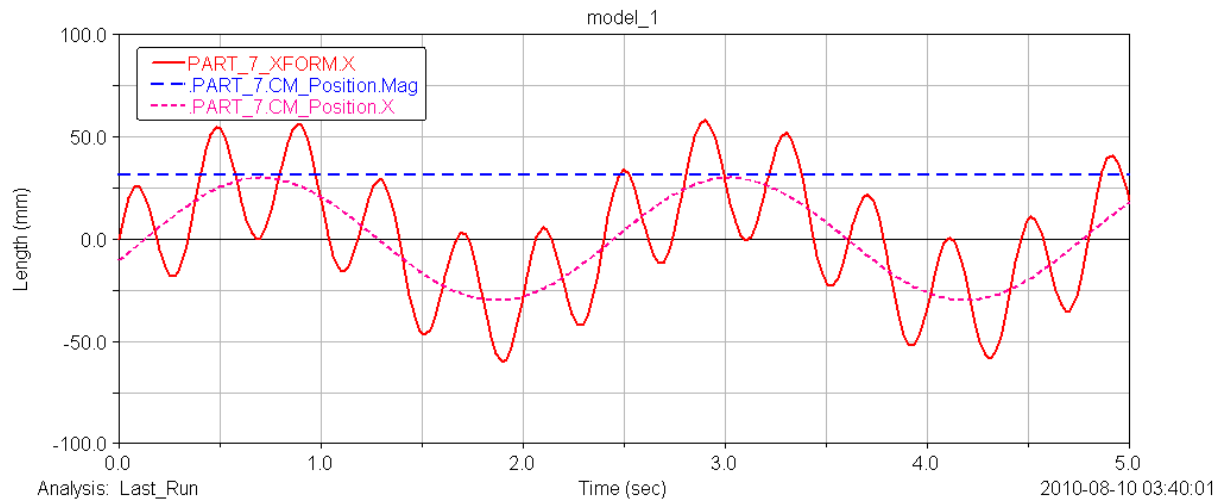


Figura 7.12 Gráfica del desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 respecto al eje X, del centro de masas del rodillo 7 en magnitud absoluta, y de un punto de la superficie dl rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm y defecto de 1mm de diámetro en pista externa

En la escala en la que aparecen representadas las gráficas, aparentemente son idénticas a las de la simulación a 60 rpm sin defecto, pero si ampliamos la escala de la gráfica de desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo 7 en magnitud (*Figura 7.13*), vemos que la gráfica no presenta la periodicidad que mostraba la gráfica sin defecto (*Ver figura 7.5*), lo que podría ser significativo de presencia de defecto. Sin embargo, ante la falta de picos que mostraran claramente una anomalía en la gráfica, se supone que el programa no ha detectado ningún defecto.

No obstante, el hecho de que la gráfica que haya variado significativamente con respecto a las simulaciones anteriores sea la del centro de masas en magnitud, indica que esta es la gráfica a la que más atención se ha de mostrar en casos posteriores.

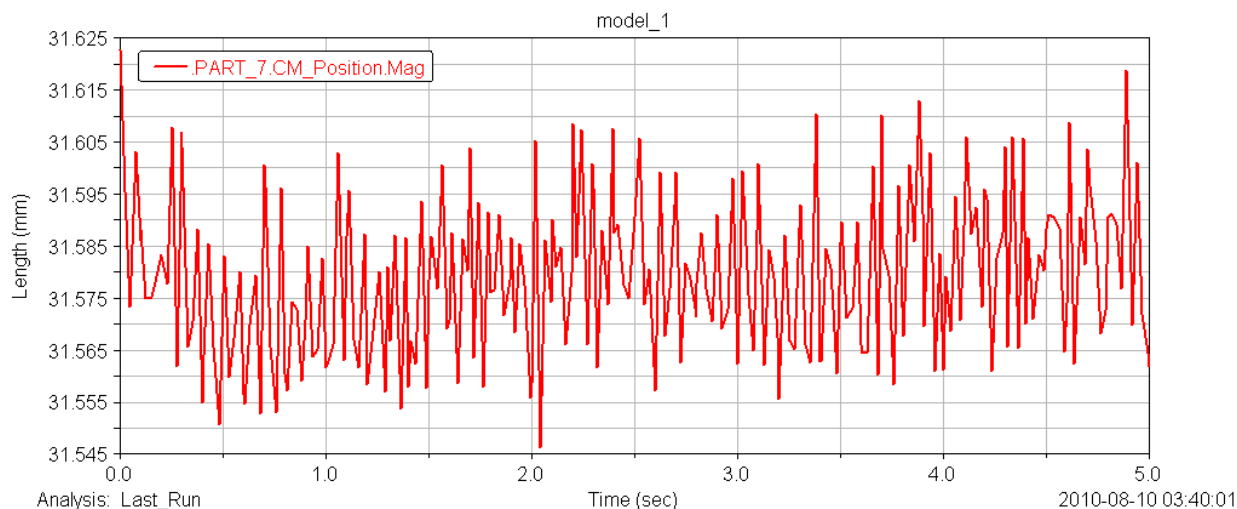


Figura 7.13 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de 1 mm de diámetro en pista exterior

Se decide aumentar el tamaño del agujero, para comprobar si es esto lo que hace que no se distinga el ruido por rozamiento de la gráfica anterior de un posible pico por defecto en pista de rodadura.

Para ello, se practica una muesca rectangular en la superficie interna de la corona externa de 3 x 0,6 x 20 mm con la operación booleana de cortar un sólido a otro sólido, creando para ello un sólido rectangular que cortamos de la corona externa, creando así un hueco longitudinal en su superficie interna (Figura 7.14).

Esta operación modifica la geometría del anillo externo, por lo que hay que redefinir los contactos entre los rodillos y el anillo para poder simular.

La simulación se detiene tras 8 horas de simulación por no convergencia en $t = 0.25$ s, por lo que se decide disminuir los pasos de simulación a 250. La nueva simulación se extiende hasta las 22 horas y 37 minutos, tras los cuales, se detiene por error de convergencia en el tiempo de simulación 3,25 segundos, tras 140 pasos. En un principio se opta por descartar la simulación y repetir el proceso de nuevo, pero tras diez simulaciones distintas con un tamaño y geometría similar a la de ésta, la única en la que se obtiene tanto tiempo de simulación, se decide evaluar los datos obtenidos.

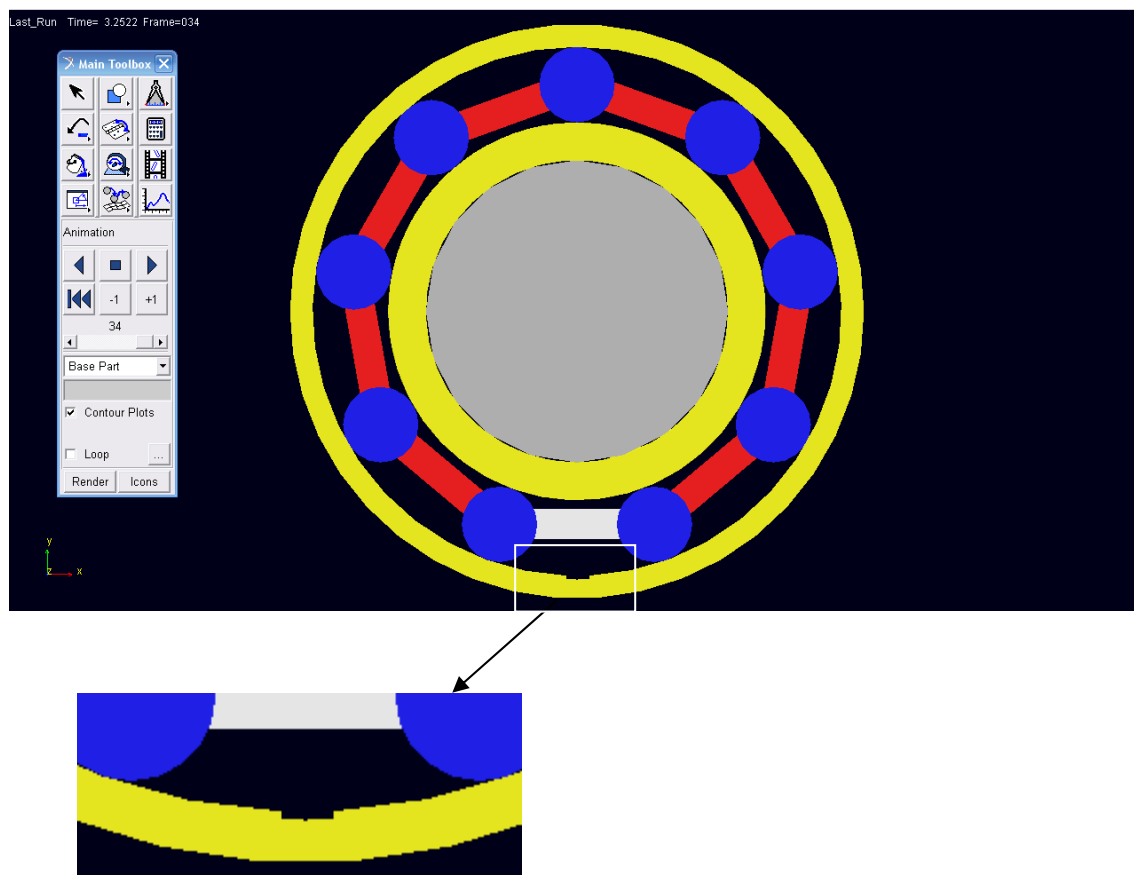


Figura 7.14 Vista de alzado del rodamiento con muesca de $3 \times 0,6 \times 20$ mm en pista exterior y detalle de la muesca

Las gráficas obtenidas de la simulación, asociadas al rodillo número 7, muestran lo siguiente (Figuras 7.15 y 7.16):

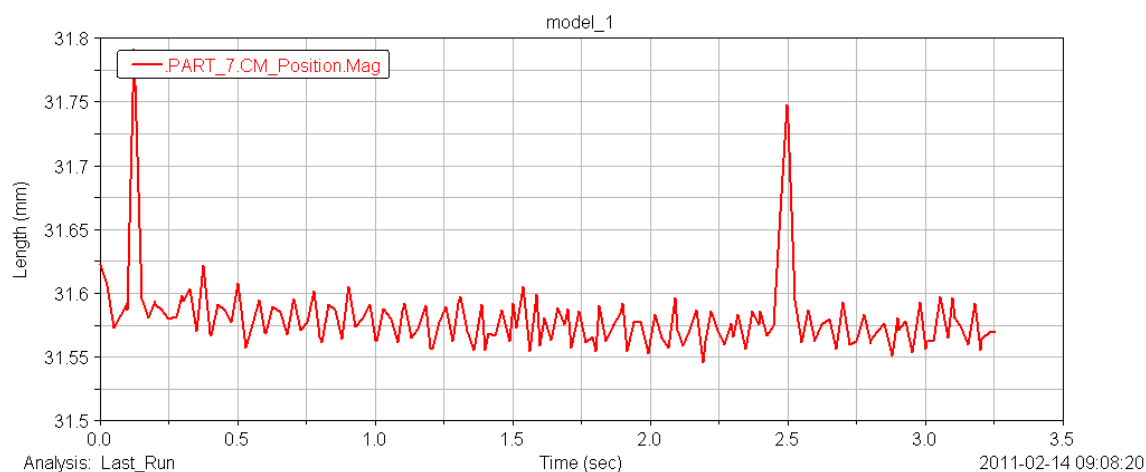


Figura 7.15 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de $3 \times 0,6 \times 20$ mm en pista exterior

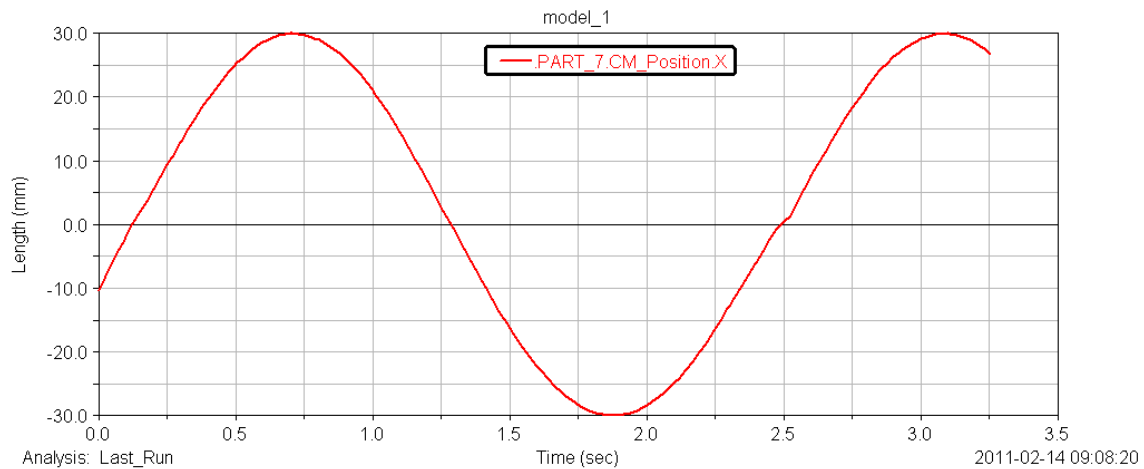


Figura 7.16 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 60 rpm con defecto de $3 \times 0,6 \times 20$ mm en pista exterior.

En ambas gráficas se observa una perturbación apreciable al paso del rodillo por la muesca de la pista exterior, a la altura de $t = 0,12$ s y $t = 2,5$ s.

En la *Figura 7.15*, como se advirtió en la simulación anterior, la señal es mucho más evidente, ya que el ruido de la gráfica oscila de 31,55 mm a 31,62 mm, lo que significa que el ruido tiene una amplitud de 0,07 mm, y los picos ascienden hasta 31,79 mm, 0,17 mm por encima del ruido, más del doble de la amplitud del mismo.

En la *Figura 7.16* se perciben unas leves inflexiones en curva al altura de $t = 0.12$ s y de $t = 2.5$ s, pero, aunque sirve para indicar la presencia de defecto, no aporta ningún dato medible.

Una vez comprobada la validez del programa para detectar defectos de muesca en la pista exterior de rodadura, se quiere comprobar cómo afecta la forma de los defectos a las gráficas obtenidas en la simulación.

Para simular corrosión, se crea una muesca de forma irregular (*Figura 7.17*) y de profundidad de 0,5 mm en su parte más pronunciada mediante la herramienta cortar sólido a sólido y se redefinen los contactos.

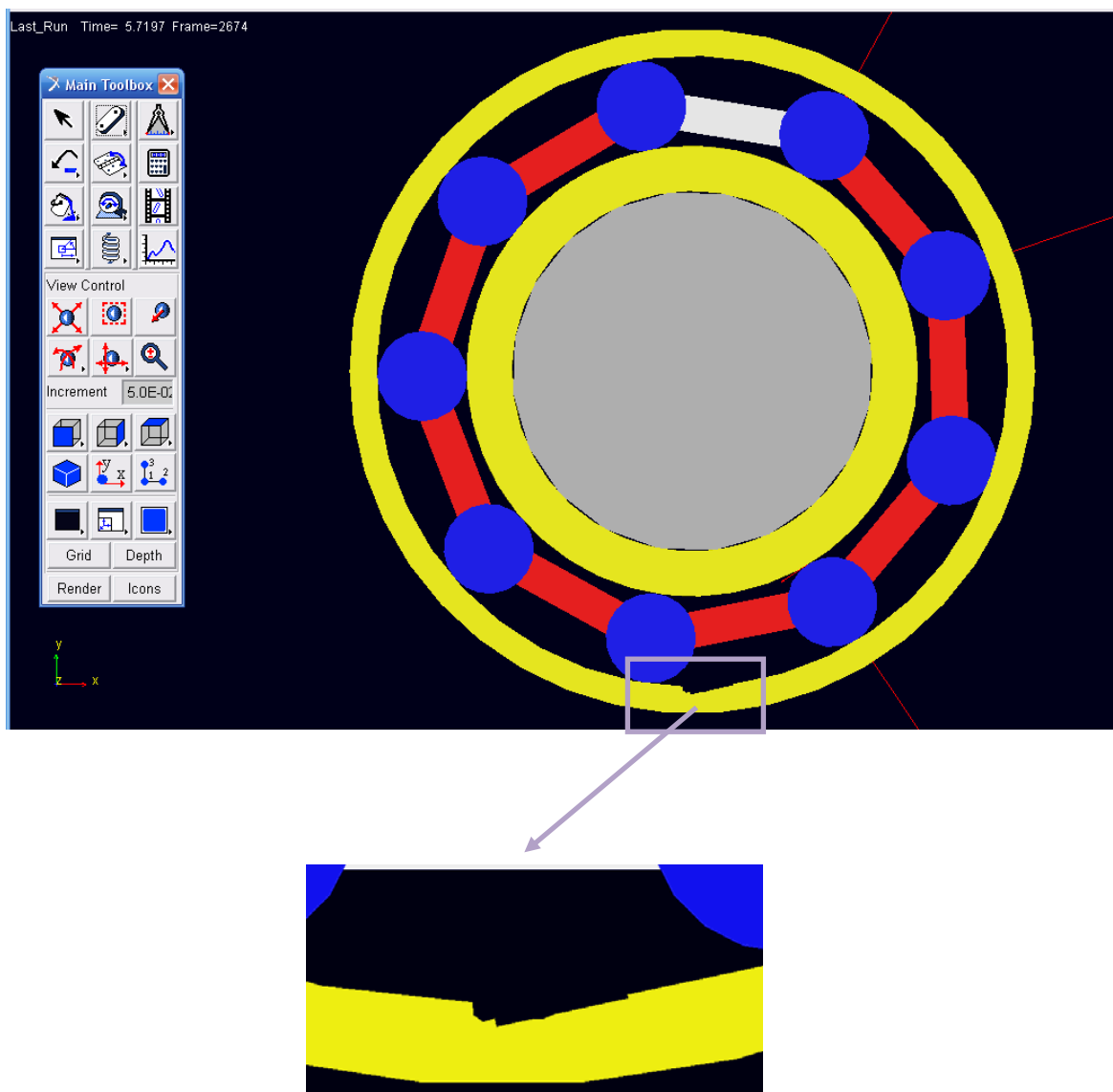


Figura 7.17 Vista de alzado del rodamiento con muesca irregular en pista exterior de 0,5 mm de profundidad y detalle de la muesca

Se aumenta el número de pasos pasa de 250 a 500, obteniéndose en la simulación los siguientes datos (Figura 7.18):

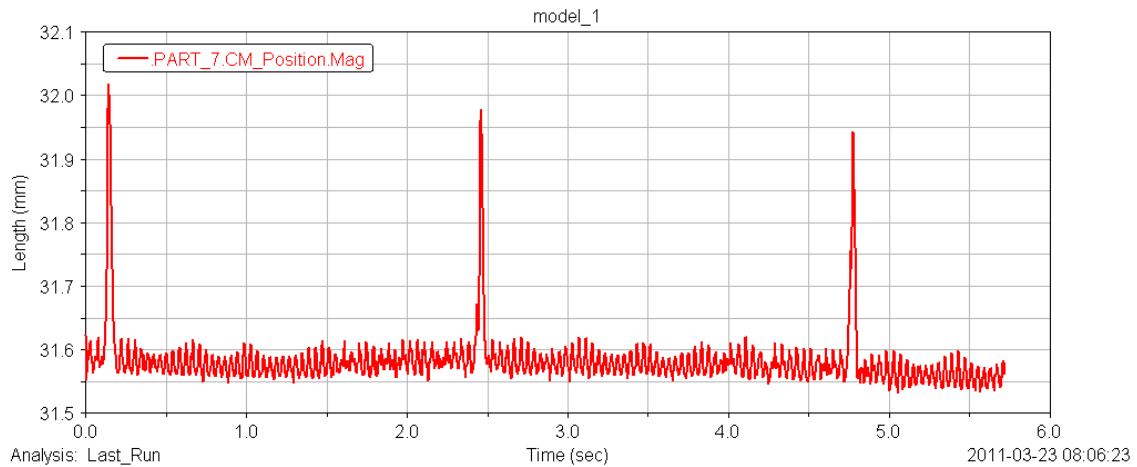


Figura 7.18 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad en pista exterior

La primera diferencia observable es la aparente disminución del ruido debido al aumento de los pasos de simulación, sin embargo la amplitud del mismo sigue en torno a los 0,07mm. Se puede apreciar sin problemas el paso del rodillo número 7 por la muesca, en $t = 0,12$ s, en $t = 2,5$ s y en $t = 4.75$ s. Los picos de la gráfica ascienden hasta los 32 mm, lo que los deja en torno a los 0,4 mm sobre el ruido.

Después de comprobar la validez de ADAMS/View para simular rodamientos con defectos por muesca en pista de rodadura a muy bajas revoluciones, se pasa a comprobar si el programa es capaz de simular defectos por bulto.

7.2.1.2 Tipo bulto.

Después de estas simulaciones con defectos por muescas y agujeros, se pasará a la simulación de defectos por bultos en la pista de rodadura, como podrían ser grumos de grasa, polvo u otras partículas que pudieran adherirse a ella.

Se opta por añadir un resalte circular de 0,8 mm de diámetro a la pista exterior (*Figura 7.19*), con la operación booleana unir dos piezas, se redefinen de nuevo todos los contactos y se simula.

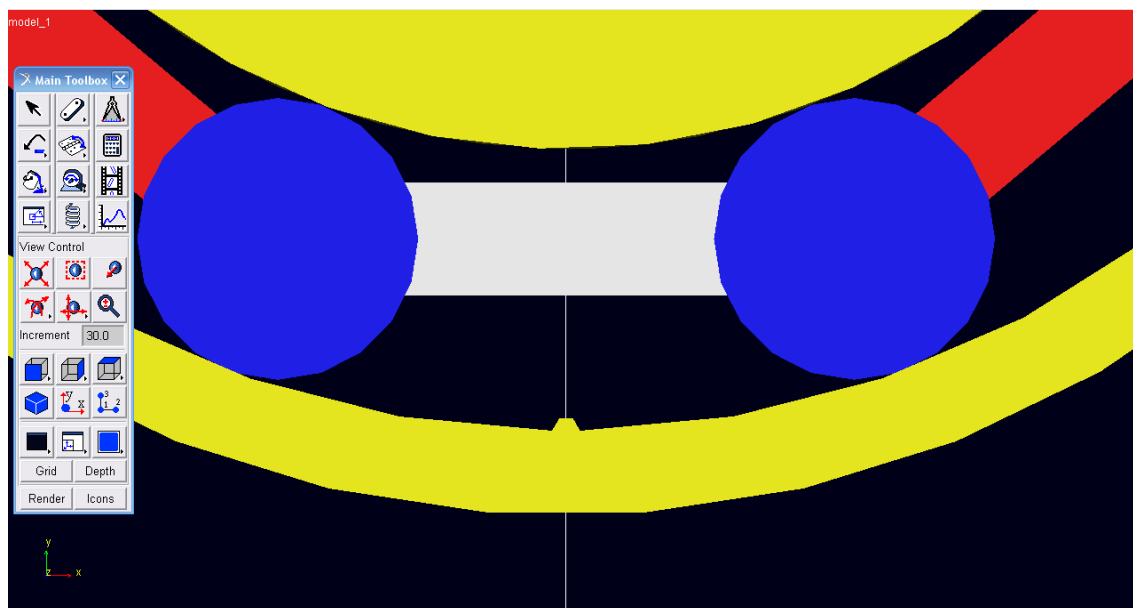


Figura 7.19 Vista de detalle del alzado del rodamiento con bulto circular en pista exterior de 0,4 mm de radio

La primera simulación se detiene en $t = 0,47$ s, pero el rodillo 7 tiene tiempo para pasar por el defecto, y se decide evaluar los datos obtenidos (Figuras 7.20 y 7.21).

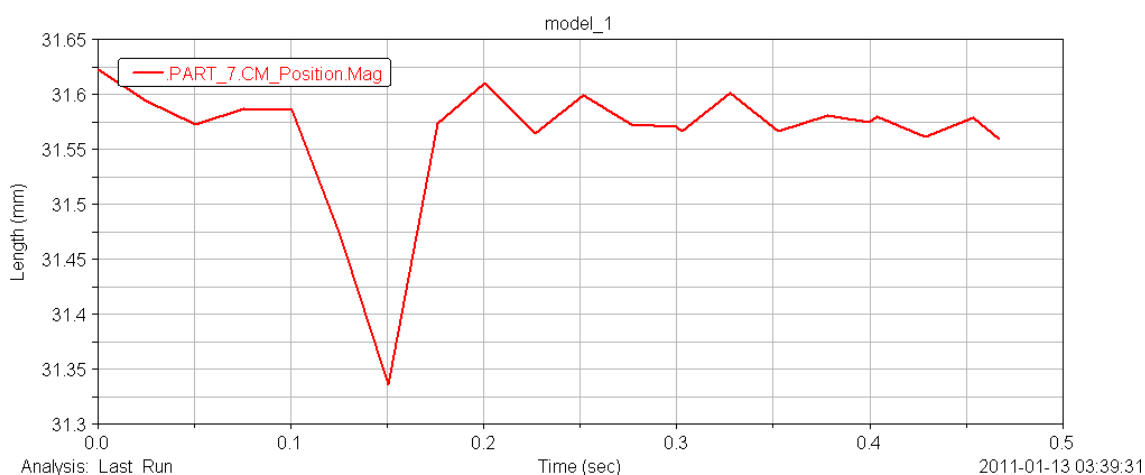


Figura 7.20 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,04 mm en pista exterior

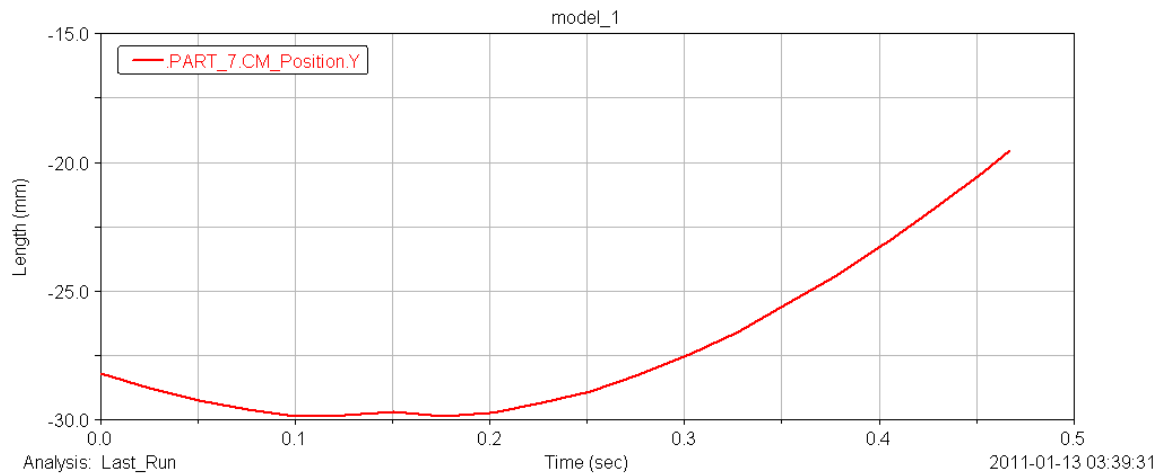
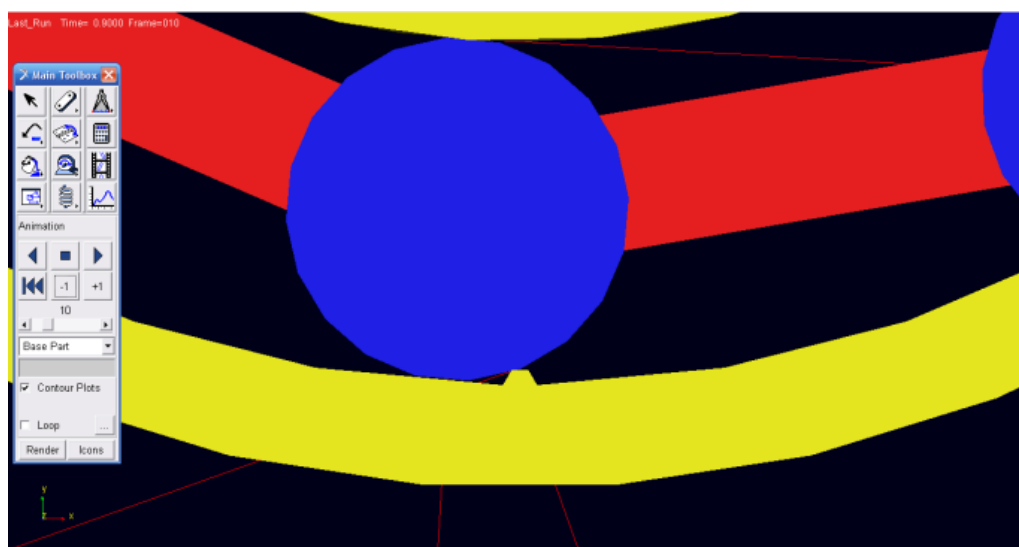


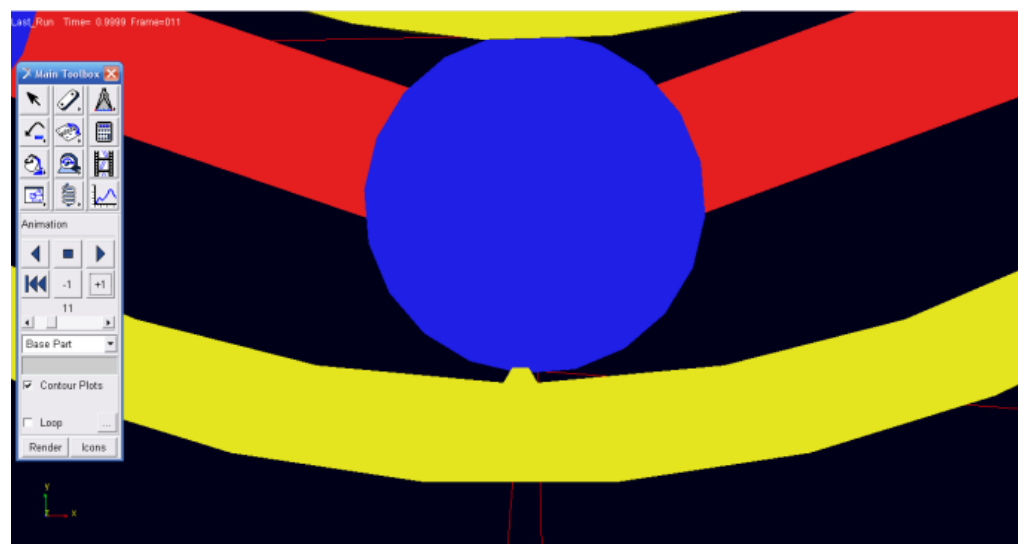
Figura 7.21 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje Y a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,04 mm en pista exterior

Aunque el tiempo de simulación no es el suficiente como para resultar significativo, sí que el programa detecta el defecto en $t = 0,15$ s en ambas gráficas. Como diferencia más significativa con respecto a las simulaciones con defecto por muesca, se observa que los picos de la *Figura 7.20* son hacia abajo, es decir, son mínimos, en lugar de hacia arriba, ya que en las simulaciones con defecto de muesca los picos eran máximos. Esto es debido a que el sistema de referencia local del cilindro 7 se acerca al sistema de referencia general, por lo que disminuye la distancia entre ambos, del mismo modo que al entrar el cilindro en las muescas del apartado anterior, el centro de masas del cilindro se alejaba del origen de coordenadas general, con lo que la distancia entre ambos centros aumentaba.

En la *Figura 7.22 (a y b)* se puede observar el paso del rodillo 7 por el defecto. Se puede observar una mayor superficie de contacto del rodillo con el anillo interior justo en el instante en el que el rodillo se encuentra sobre el defecto, lo que conllevaría una pequeña deformación en el rodillo que se recupera en parte por las características del material que se ha utilizado en los ensayos. Este sobre esfuerzo debido al tamaño del bulto es lo que hace que la simulación se pare al paso del siguiente rodillo.



(a)



(b)

Figura 7.22 (a) Detalle del rodillo número 7 en el instante anterior a su paso por el defecto tipo bulto de radio 0,4 mm; y (b) detalle del rodillo número 7 a su paso por el defecto tipo bulto de radio 0,4 mm

Se decide entonces disminuir el radio del bulto a 0,2 mm, y colocarlo de modo que visto de frente pareciese un resalte con forma de meda circunferencia. Se reanuda la simulación y se logra simular 4,72 segundos en 490 pasos antes de que se detenga la simulación.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación (Figura 7.23 y 7.24):

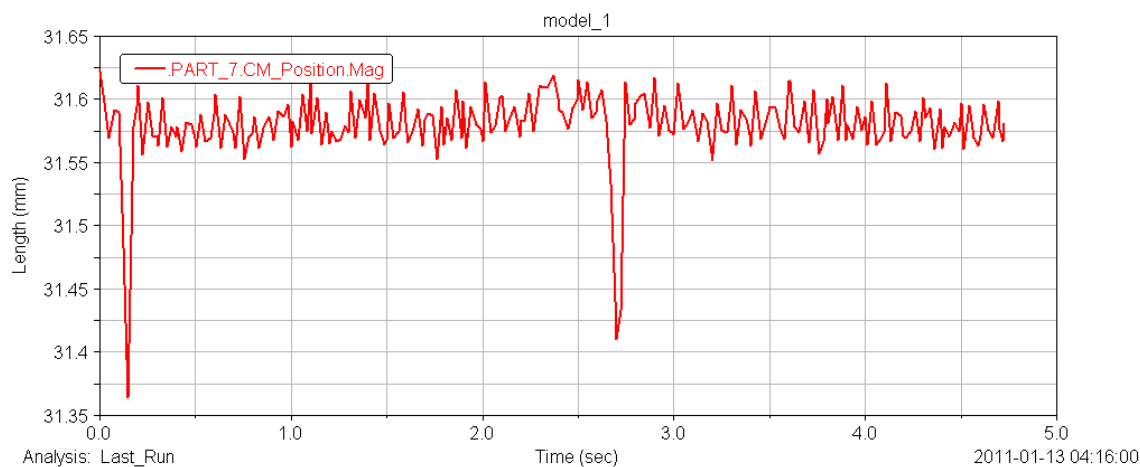


Figura 7.23 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,2 mm en pista exterior

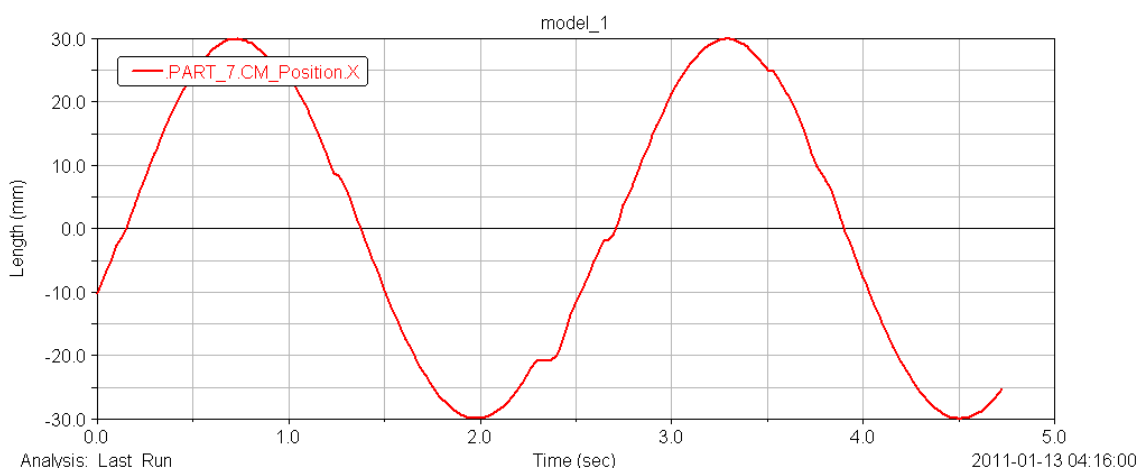


Figura 7.24 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje Y a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,02 mm en pista exterior

En la *Figura 7.23* se observa que el rodillo 7 pasa por el defecto en $t = 0,12$ s y de nuevo en $t = 2,70$ s.

En la *Figura 7.24*, como novedad, se aprecia que además de las perturbaciones ocasionadas por el paso del rodillo por el defecto, aparecen otras a lo largo de la curva. Esto es debido a la interferencia del resto de rodillos a su paso por el defecto con la curva que describe el centro de masas del cilindro con respecto a uno de los ejes de referencia como se puede ver si superponemos las gráficas del desplazamiento frete al tiempo del centro de masas en magnitud absoluta de varios de los distintos rodillos (*Figura 7.25*):

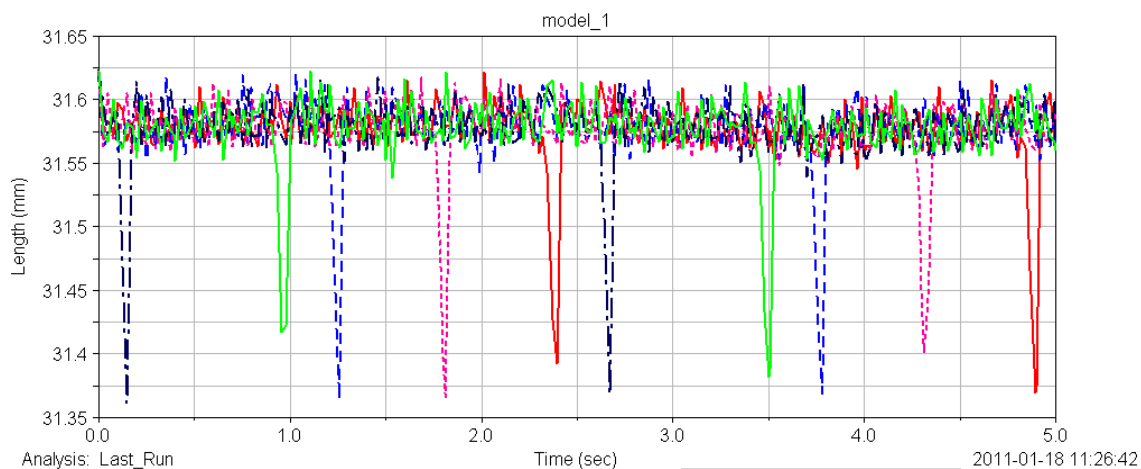


Figura 7.25 Gráficas del desplazamiento vs tiempo de los centros de masas de los rodillos 2, 4, 6, 7 y 10 en magnitud absoluta

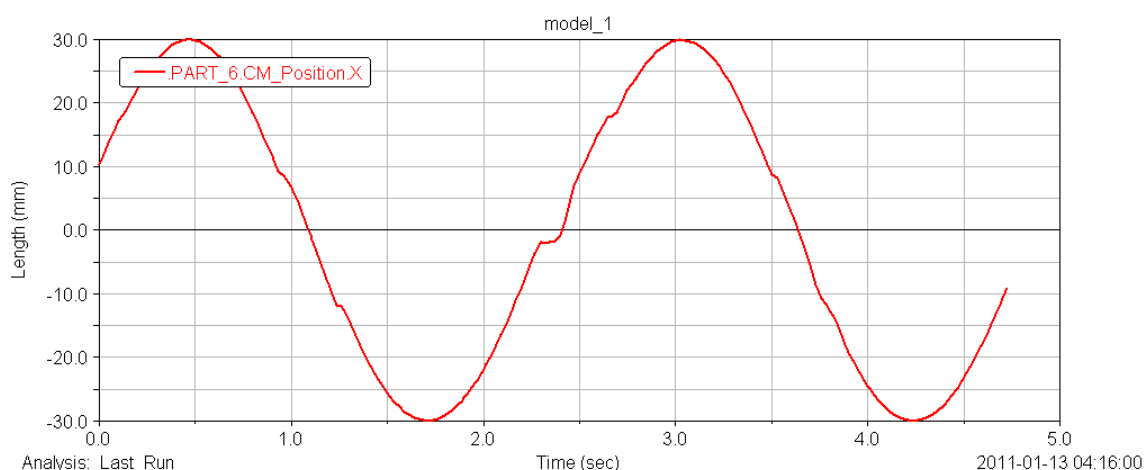


Figura 7.26 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 6 respecto al eje Y a una velocidad de 60 rpm con defecto tipo bulto de radio 0,02 mm en pista exterior

Si comparamos la curva que describe el rodillo 7 respecto al eje Y, con la que describe el rodillo 6 con respecto al eje X (Figura 7.26), y las superponemos con la grafica que se muestra en la Figura 7.25, se puede deducir que el paso por el defecto de cada rodillo, no solamente afecta al comportamiento de ese rodillo, sino que afecta al comportamiento de los restantes rodillos, como se puede comprobar en las Figuras 7.24 y 7.26, donde se ve que al pasar uno de los rodillos por el defecto, arrastra el movimiento del rodillo que le precede o que le antecede, y este a su vez arrastra al rodillo que le sigue.

Este efecto de arrastre es mucho más acentuado que en los casos estudiados con defecto por muesca, ya que los rodillos están soportando muchos más esfuerzos al paso por el defecto, al tener que deformarse para caber en el carril de rodadura.

Si se mide la amplitud del ruido de las gráficas de la *Figura 7.25*, vemos que oscila entre 31,55 mm hasta 31,65 mm, que da unos 0,1mm de amplitud. Por otro lado, los picos generados por el paso de los rodillos por el bulto, bajan hasta 31,36 mm, lo que deja un pico de -0,19 mm.

7.2.2 EN ANILLO INTERIOR

Tras las simulaciones incluyendo defecto en pista de rodadura exterior, se pasa a simular incluyendo defecto en pista de rodadura interior.

El análisis de las simulaciones que se realizan en este apartado, se debe efectuar teniendo en cuenta que el defecto no permanece estático, como en las simulaciones anteriores, sino que va cambiando de posición al girar el anillo interior, por lo que las gráficas de desplazamiento vs tiempo, en este caso no aportarán la misma información que en los casos anteriores. Sin embargo, el programa ADAMS/View proporciona otro tipo de gráficas que sí pueden servir para identificar si el programa es capaz de detectar este tipo de defectos.

7.2.2.1 Tipo muesca

Se realiza una muesca de diámetro 1mm en la parte superior izquierda (*Figura 7.27*) mediante la operación booleana cortar sólido. Se redefinen los contactos del sistema y se simula.

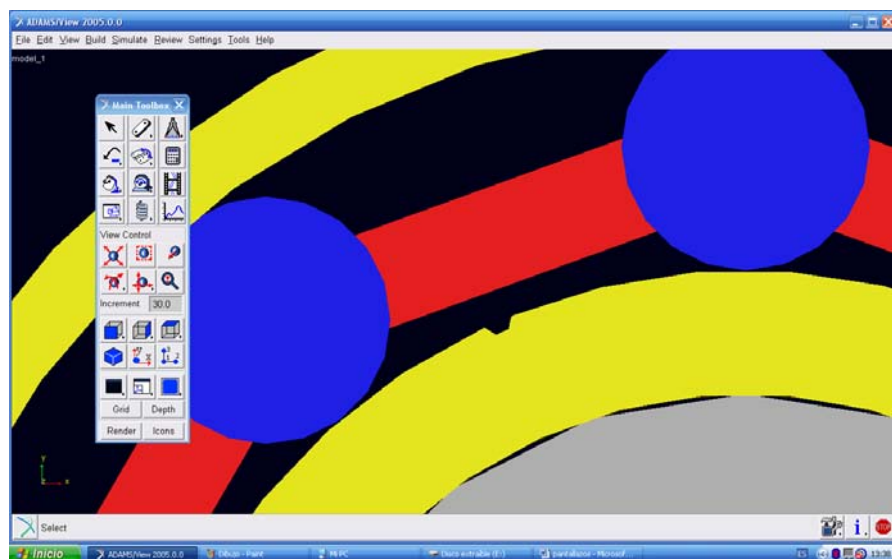


Figura 7.27 Vista de detalle de la muesca practicada en el anillo interior de 1 mm de diámetro

En las gráficas obtenidas, se puede comprobar que la gráfica de desplazamiento vs tiempo del centro de masas del cilindro 7 en magnitud, no aporta datos interpretables a primera vista (*Figura 7.28*):

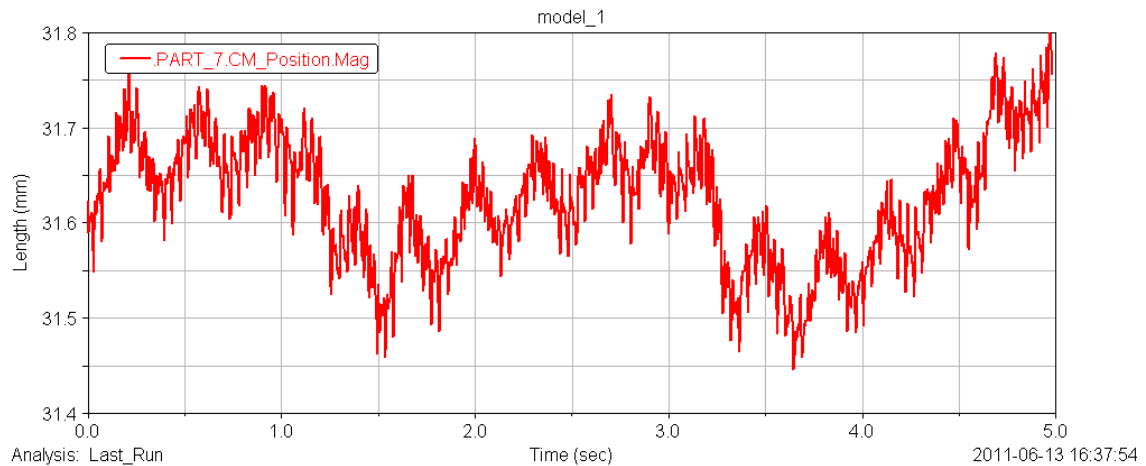


Figura 7.28 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 7 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de diámetro 1 mm en pista interior

Se analiza la gráfica de velocidad vs tiempo del centro de masas del cilindro 2 en magnitud absoluta (*Figura 7.29*), pero tampoco se encuentra ningún parámetro que indique que el programa ha detectado ningún defecto, como pudiera ser que presentase bajadas de velocidad a cada paso de un rodillo por el defecto.

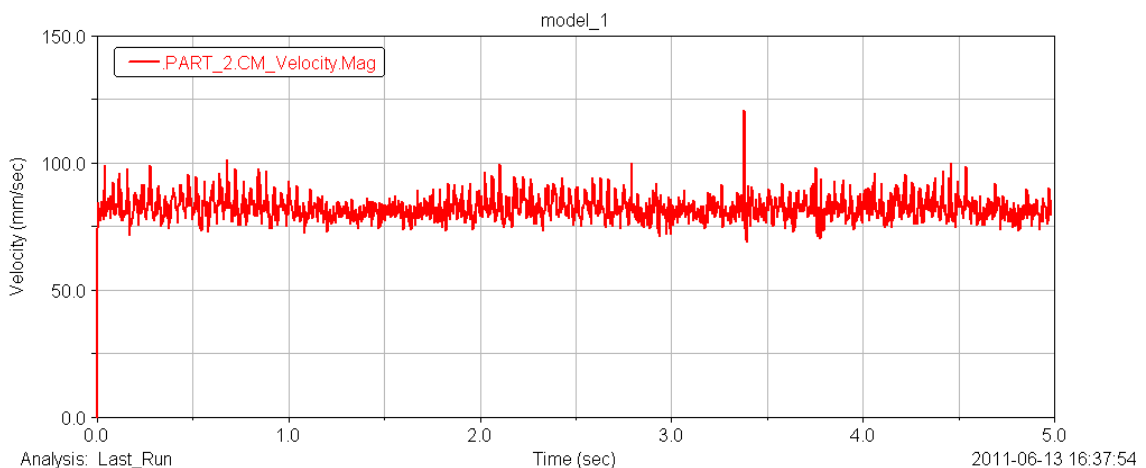


Figura 7.29 Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de diámetro 1 mm en pista interior

Esto puede ser debido a que la fuerza que ejercen los rodillos en el anillo interior no es lo suficientemente fuerte a estas velocidades y con este tipo de defecto como para que el programa lo distinga de los esfuerzos normales debidos al rozamiento en una pista sin defecto.

7.2.2.2 Tipo bulto

Se crea un bulto de radio 0,4 mm en el mismo lugar donde se practicó la muesca en el apartado anterior (*Figura 7.30*), usando para ello la herramienta booleana añadir sólido a sólido. Se redefinen los contactos y se simula.

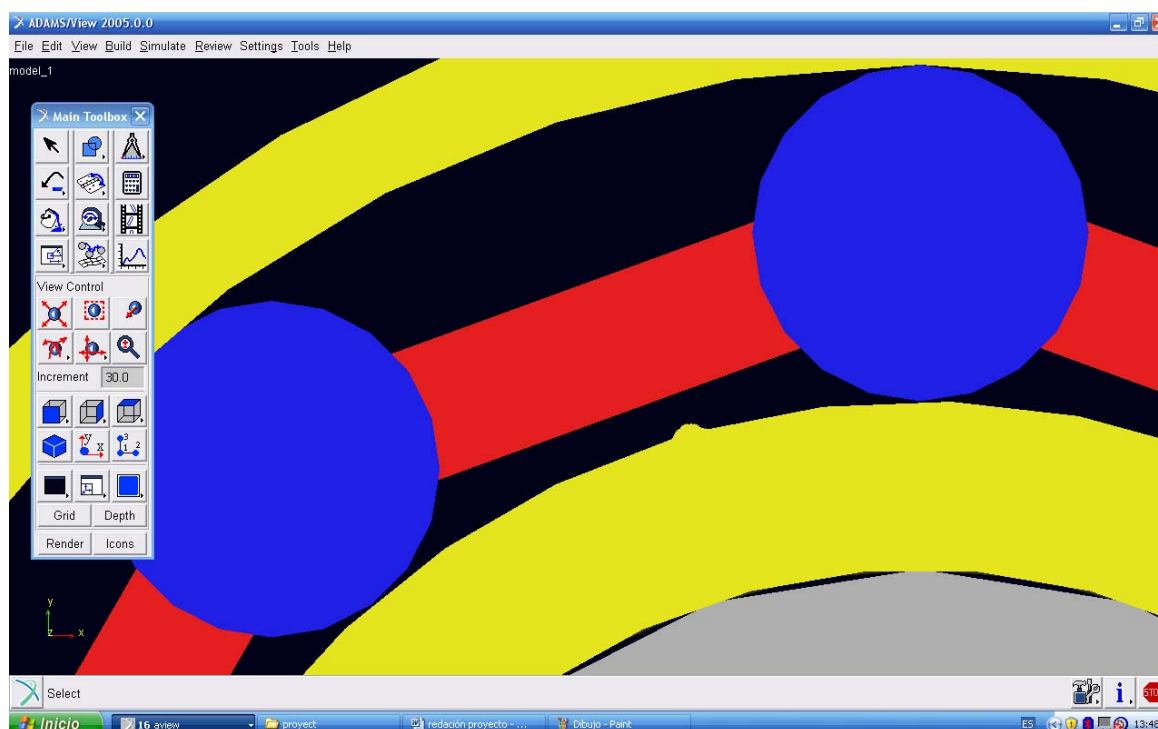


Figura 7.30 Vista de detalle del bulto practicada en el anillo interior de 0,4 mm de radio

La simulación se detiene en $t = 2,56$ s. Sin embargo al comprobar los datos de la gráfica de velocidad frente a tiempo del centro de masas del cilindro 2 (*Figura 7.31*), se comprueba que el programa sí que detecta el defecto en la pista de rodadura, ya que la gráfica presenta picos periódicos al paso de cada cilindro por el defecto, como se comprueba, además en la gráfica de fuerza frente a tiempo en magnitud absoluta de la junta 20, la existente entre el eje y tierra, donde se aplica el actuador de rotación (*Figura 7.32*), que presenta unos picos de fuerza cada vez que un rodillo pasa por el bulto.

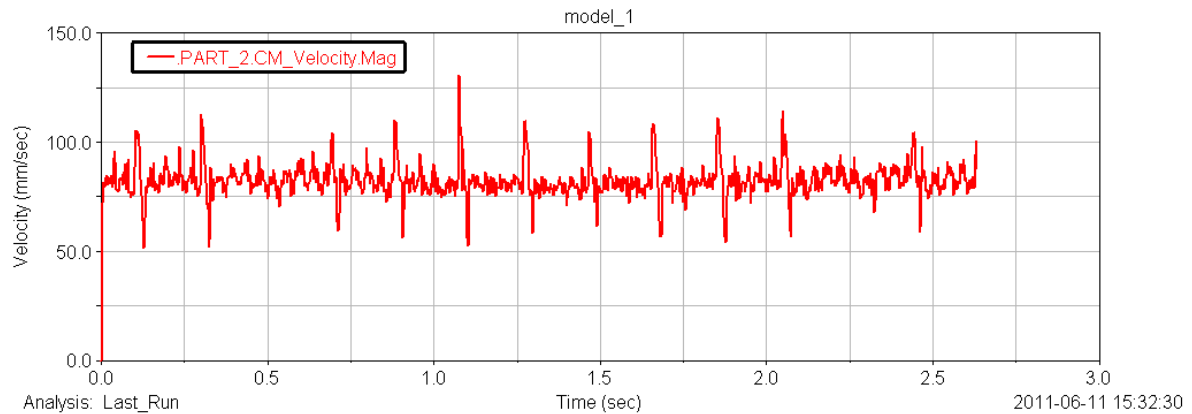


Figura 7.31 Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,4 mm en pista interior

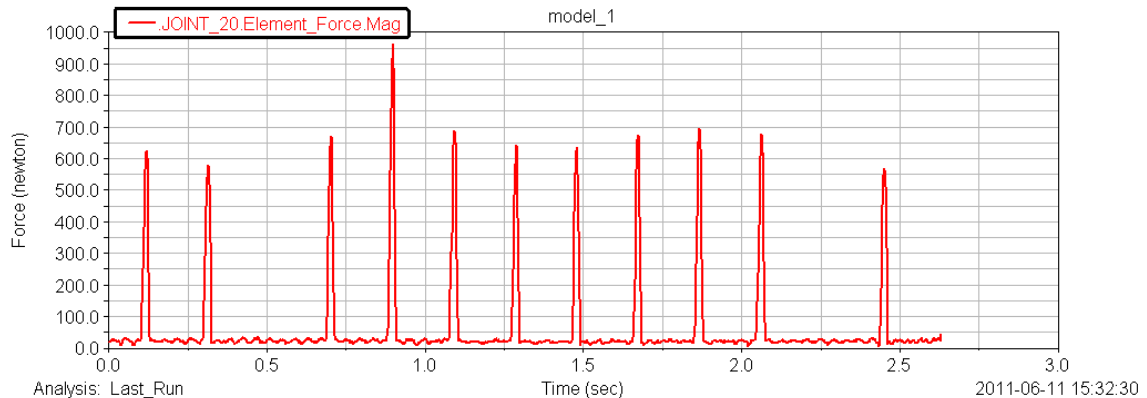


Figura 7.32 Gráfica de fuerza frente a tiempo en magnitud absoluta de la junta 20 a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,4 mm en pista interior

Estos esfuerzos se explican por la tensión a la que es sometido el sistema cada vez que un rodillo ha de pasar por un hueco más estrecho que su propio diámetro, y ser esta una simulación en la que los sólidos permanecen indeformables. En un caso real, el bulto terminaría por desaparecer por el desgaste sufrido al rozar los rodillos con él.

Se simula a la misma velocidad, 60 rpm, pero disminuimos el tamaño del bulto a 0,1 mm de diámetro (Figura 7.33), y se comparan las gráficas obtenidas en la nueva simulación (Figuras 7.34 y 7.35) con las equivalentes del caso anterior. Esta vez la simulación logra llegar hasta los 3,34 segundos antes de detenerse.

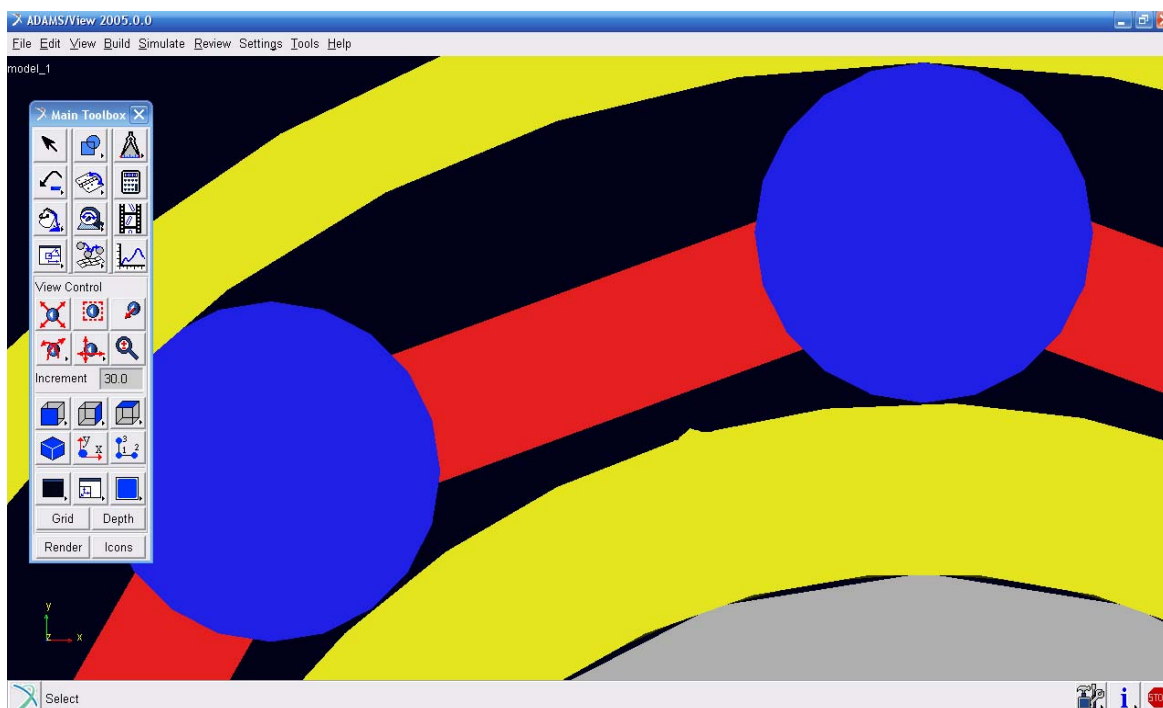


Figura 7.33 Vista de detalle del bulto practicada en el anillo interior de 0,1 mm de radio

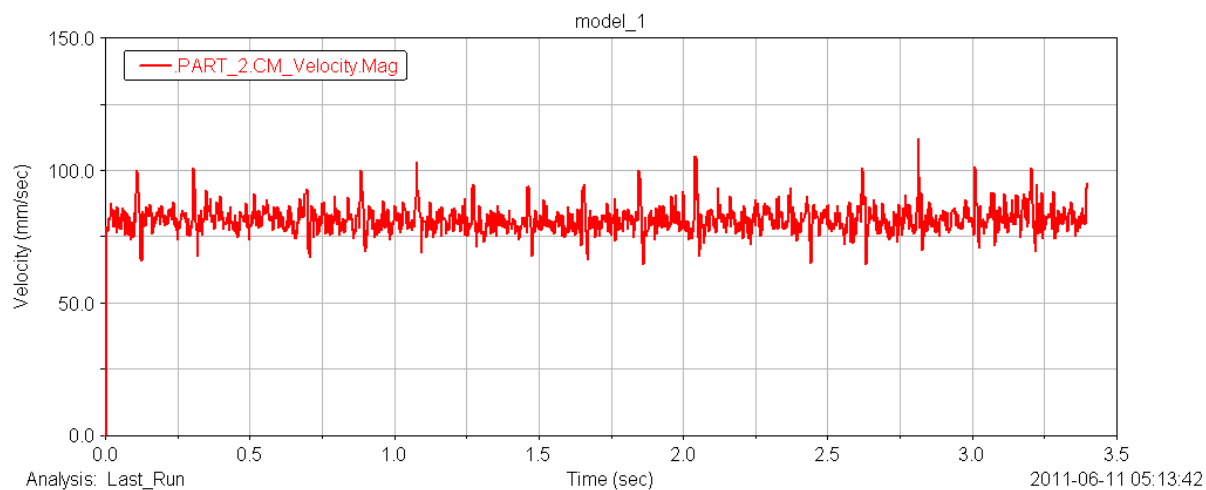


Figura 7.34 Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,1 mm en pista interior

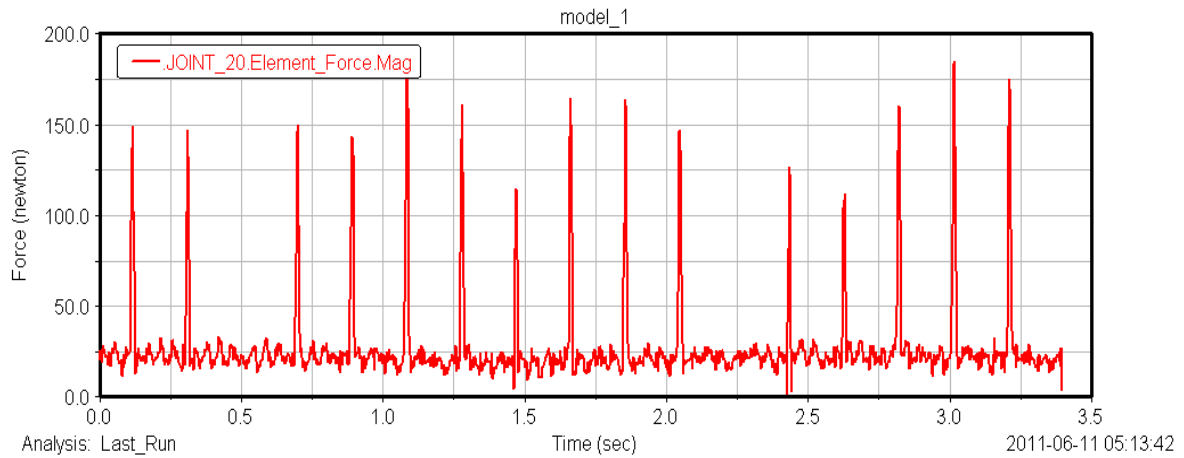


Figura 7.35 Gráfica de fuerza frente a tiempo en magnitud absoluta de la junta 20 a una velocidad de 60 rpm con defecto de bulto de diámetro 0,1 mm en pista interior

Se comprueba que el programa sigue detectando el defecto en pista, ya que, según se observa en la *Figura 7.34*, la velocidad muestra, como en el caso anterior, picos al paso de cada rodillo por el defecto.

Si observamos la gráfica de fuerza en la junta 20 (*Figura 7.35*), comprobamos que al disminuir el diámetro del bulto, se reduce considerablemente el esfuerzo al que se ve sometido el eje rotor, que pasa de unos 1000 N para un bulto de diámetro 0,4 mm a un esfuerzo unos 180 N para un defecto de bulto de 0,1 mm de diámetro.

Una vez realizadas estas simulaciones, que han establecido los parámetros a tener en cuenta a la hora de incluir defectos en las pistas de rodadura, se pasará a aumentar las revoluciones del sistema en la segunda parte de simulaciones, como se verá en el siguiente capítulo.





8. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS A VELOCIDADES MEDIAS-BAJAS



8.1 SIMULACIÓN A VELOCIDADES MEDIAS-BAJAS SIN DEFECTO EN PISTA DE RODADURA

Todas las pruebas anteriores se realizaron a una velocidad de giro de 360 grados por segundo, lo que representa una velocidad extremadamente lenta, por lo que en la siguiente fase del estudio se intentarían repetir alguno de los ensayos pero a velocidades de giro mucho mayores que la anterior.

En este capítulo, se intentará establecer el movimiento mediante un par aplicado al eje motor, y se comparará con las simulaciones para las que se inicie el movimiento mediante actuador de rotación. Esto no se hizo en el capítulo anterior, porque las velocidades a las que se quería que se moviera el sistema no hacían posible que se pudiera contemplar esta opción.

8.1.1 MOVIMIENTO POR PAR

Se comienza dotando al sistema de un par de 1000Nmm, después de 500Nmm y luego de 300Nmm. En un principio, lo que se espera es que el sistema comience a acelerar hasta que en un tiempo t se estabilice la velocidad angular.

En los dos primeros casos, la simulación se detiene antes de 0,05 segundos, después de 83,45 horas de simulación, por lo que no serán tenidas en cuenta en este proyecto las gráficas obtenidas.

Para el par de 300Nmm, la simulación se detiene a las 72 horas en $t = 0,9s$. La velocidad angular del eje en ese momento es de 3000 rpm y no da muestras de estabilizarse. La velocidad e giro de los cilindros es de 11666 rpm.

Se opta por disminuir a 50Nmm el par aplicado al eje. En este caso, la simulación se detiene a las 11,18 horas en $t = 2,0889s$. Hasta ese momento la velocidad del eje no ha dejado de aumentar de forma constante hasta las 1635 rpm. La velocidad de los cilindros es de 4086,5 rpm.

Al disminuir el par a 10Nmm, la simulación acelera el eje hasta $t = 0,2 s$, donde comienza a decelerar hasta parar y comenzar a girar en sentido contrario, parándose en $t = 0,44 s$.

Tras estas simulaciones infructuosas, se opta por abandonar la opción de tratar de mover el sistema mediante aplicación de par.

8.1.2 MOVIMIENTO POR ACTUADOR

En el primer ensayo de esta parte se dota de contacto a todos los rodillos del rodamiento y se mantienen los coeficientes dinámicos y estáticos igual que en ensayos a muy bajas velocidades. Sin embargo, se aumenta la velocidad de giro a siete vueltas por segundo aplicando al motor la función $7 \times 360d \times t$ en el actuador rotacional. De esta forma se obtienen las siguientes gráficas tras 15 horas y veintidós minutos de simulación (*Figuras 8.1, 8.2 y 8.3*):

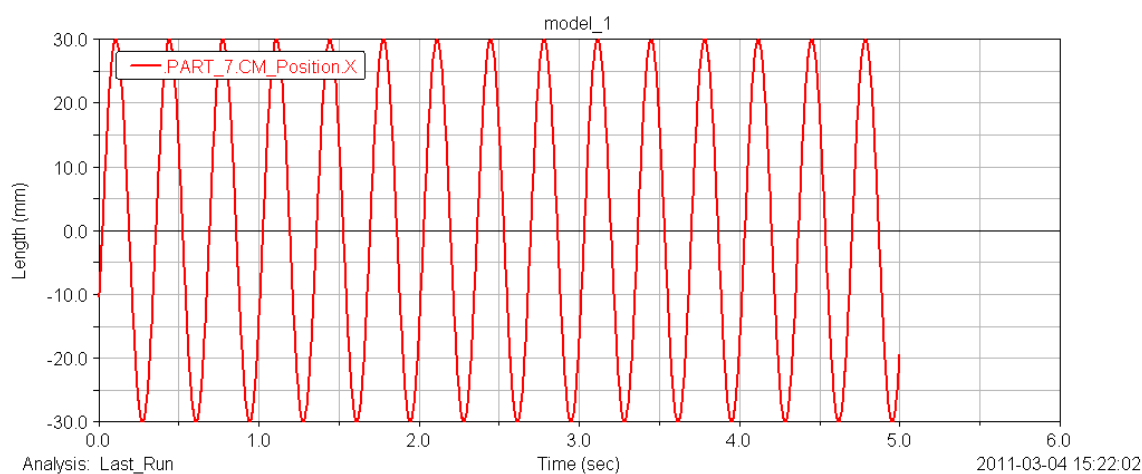


Figura 8.1 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm

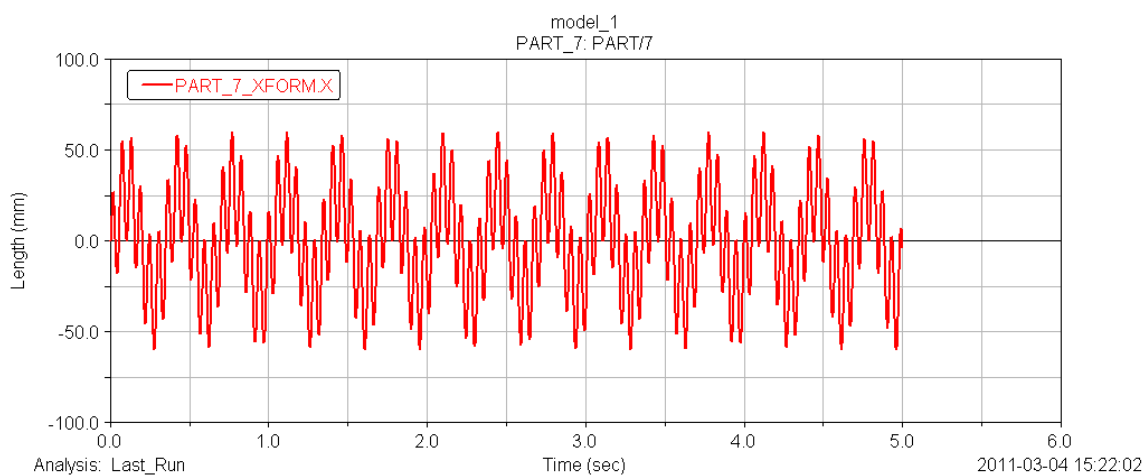


Figura 8.2 Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm

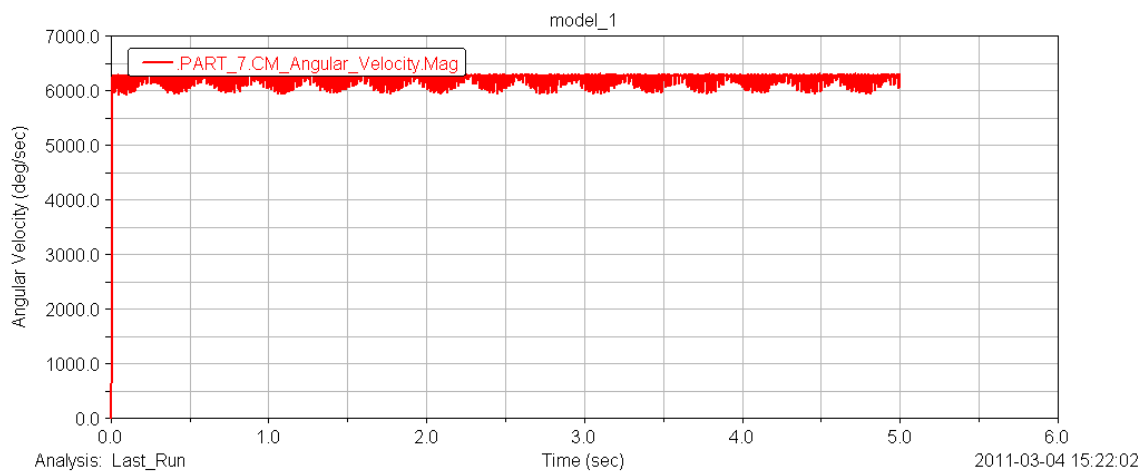


Figura 8.3 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del rodillo 7 en magnitud a una velocidad de 420 rpm

En las dos primeras gráficas, se observa el aumento de frecuencia e giro en el rodillo si se compara con las gráficas obtenidas para 60rpm, y no se distinguen perturbaciones en las curvas, por lo que en principio, se supone que el sistema es estable.

En la *Figura 8.3* se comprueba que la velocidad angular de estos es de unos 6200 grados por segundo, que divididos entre 360 grados que tiene una vuelta completa, y multiplicados por 60 segundos que tiene un minuto, equivale a unas 1033 rpm.

También se puede ver mediante gráfica la velocidad de giro del eje y del anillo interior (*Figuras 8.4 y 8.5*):

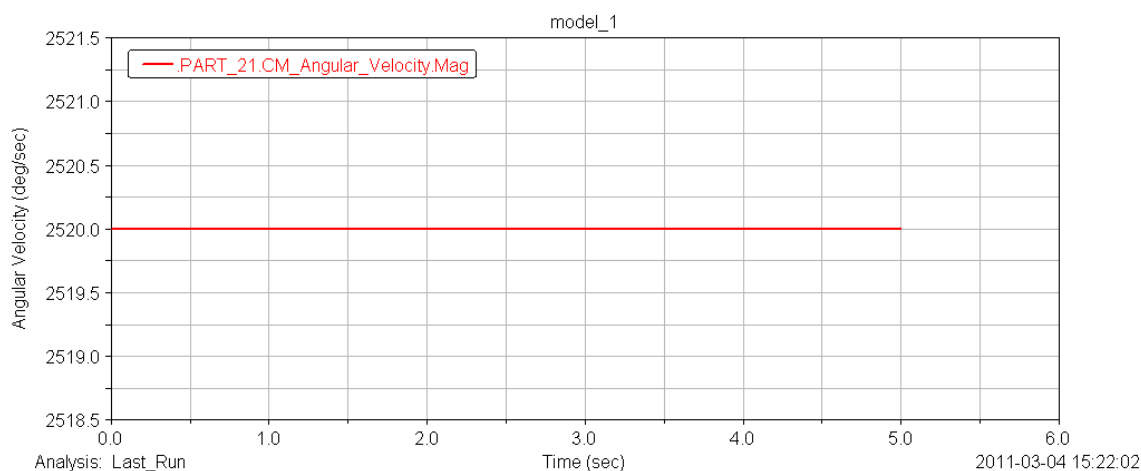


Figura 8.4 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del eje motor en magnitud a una velocidad constante de 420 rpm

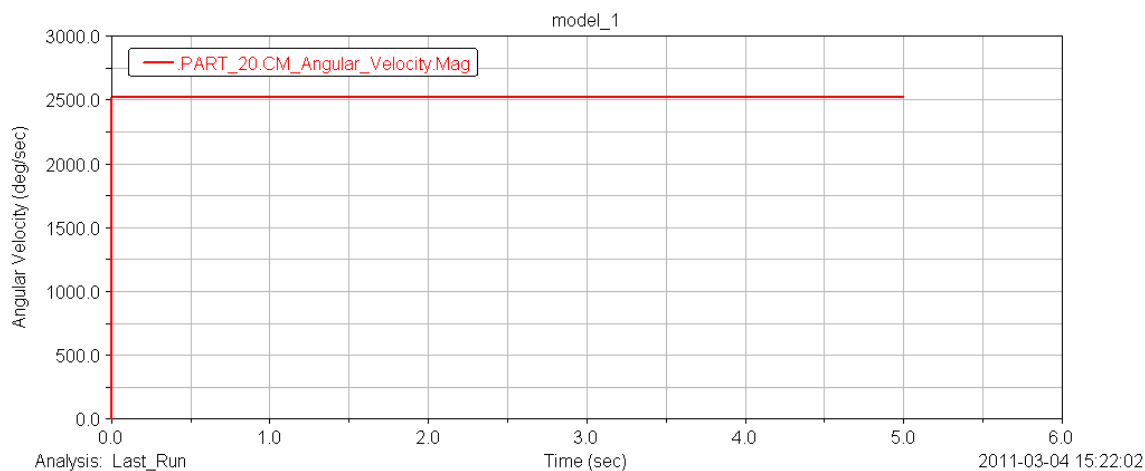


Figura 8.5 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 420 rpm

Se puede apreciar que el comportamiento del anillo interior es ideal, ya que prácticamente adquiere la velocidad de giro del eje en tan sólo 0,0025 segundos, como se aprecia en la gráfica de detalle siguiente (Figura 8.6).

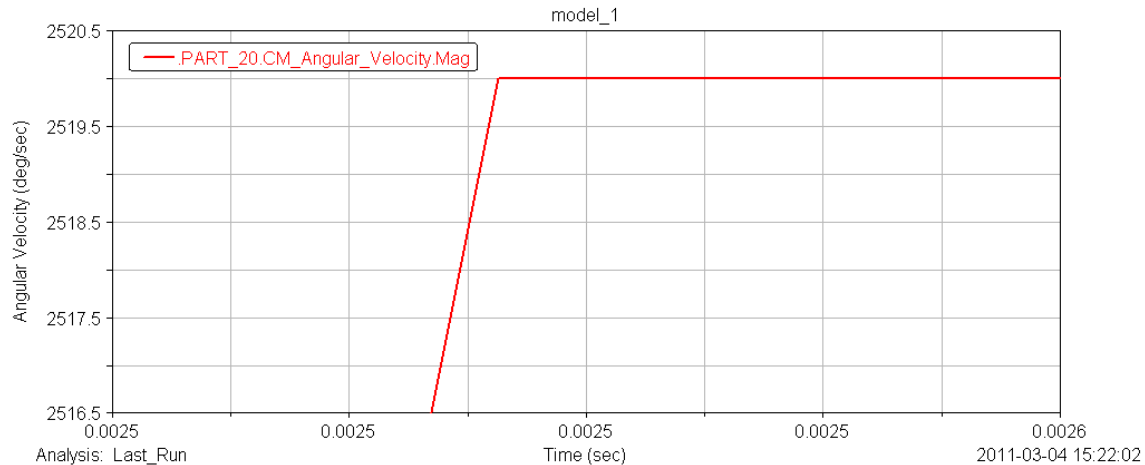


Figura 8.6 Detalle de la gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 420 rpm

Los 2520 grados por segundo equivaldrían las siete vueltas por segundo impuestas al sistema, que son 420 rpm.

Tras este ensayo se sigue aumentando la velocidad de giro hasta 10 vueltas por segundo, aplicando la función $10 \times 360d \times t$ al actuador rotacional, y tras tres horas y cuatro minutos, los datos obtenidos fueron (Figuras 8.7, 8.8, y 8.9):

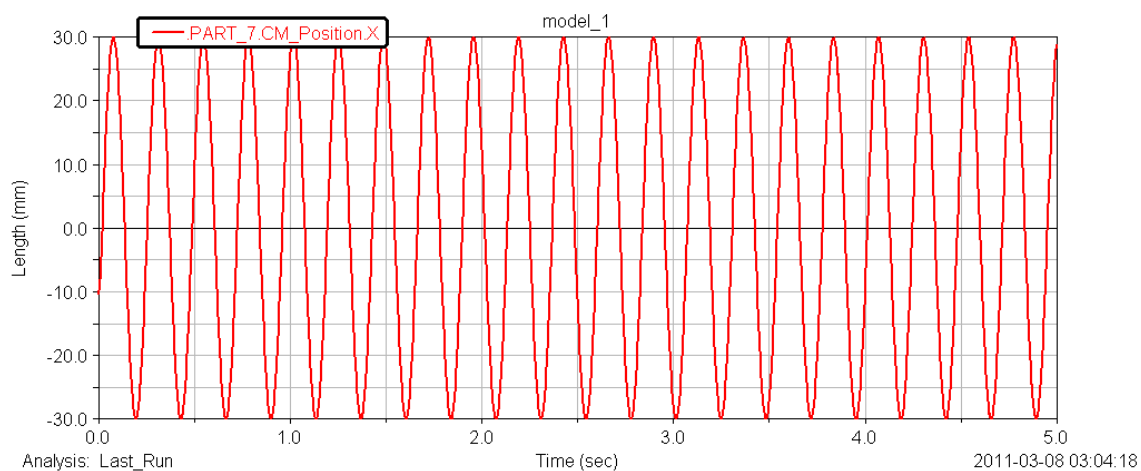


Figura 8.7 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 600 rpm

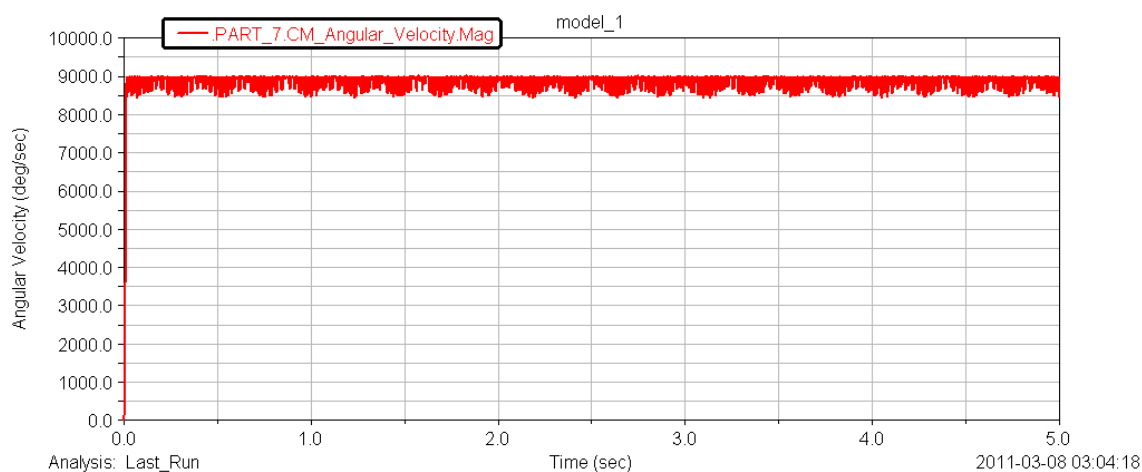


Figura 8.8 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del rodillo 7 en magnitud a una velocidad de 600 rpm

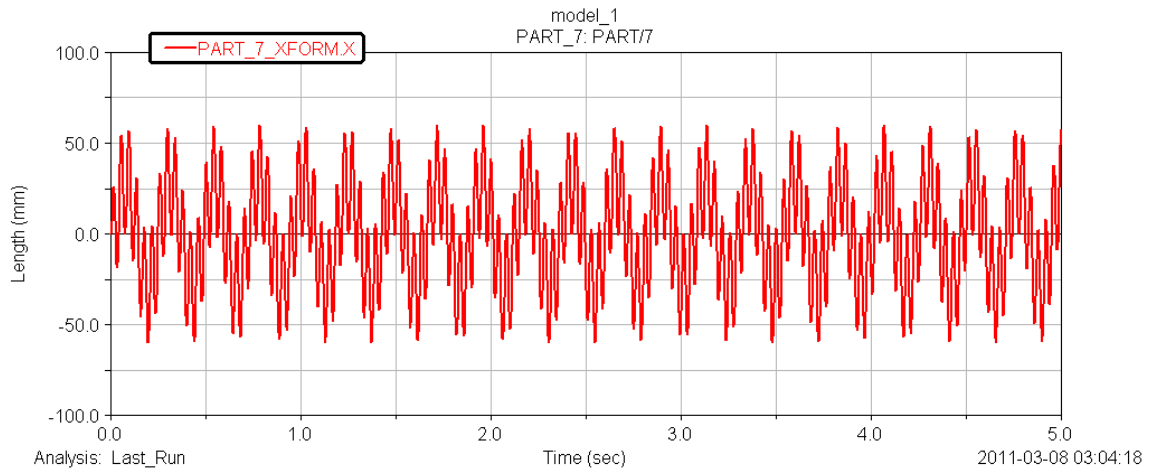


Figura 8.9 Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 600 rpm

Se observa el aumento de frecuencia tanto en el movimiento de un punto de la superficie del rodillo respecto al eje X (Figura 8.9), como en el del centro de masas del rodillo con respecto al mismo eje (Figura 8.7). El aumento de la velocidad angular del centro de masas del rodillo llega hasta unos 9000 grados/s, que equivalen a unas 1500 rpm.

Con respecto a la velocidad de giro del eje y del anillo interno, las gráficas muestran los siguientes datos (Figura 8.10):

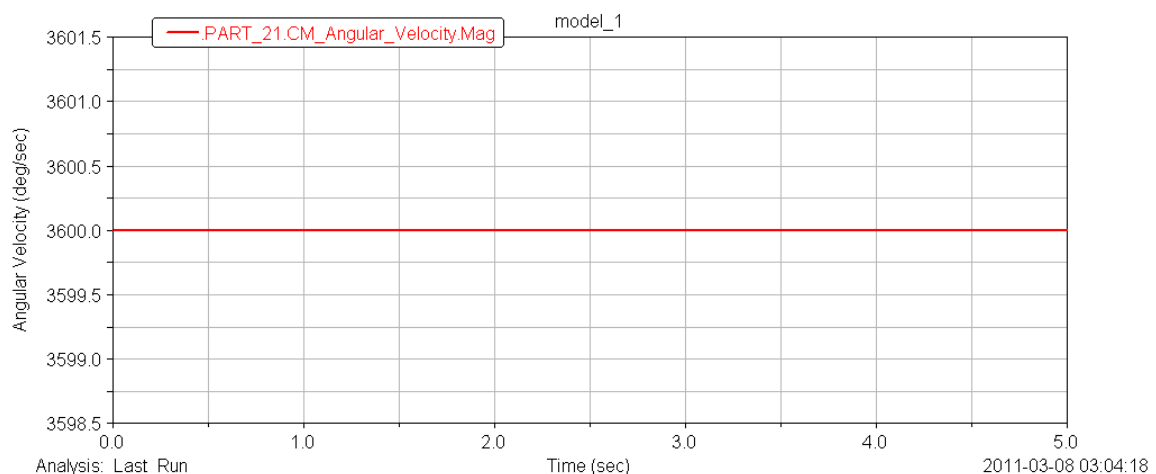


Figura 8.10 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del eje motor en magnitud a una velocidad constante de 600 rpm

Se observa, al igual que en el caso anterior, que el comportamiento es prácticamente ideal, ya que no existe aceleración en el motor, sino que su velocidad es constante a 3600 grados/s (600 rpm) desde el tiempo 0 hasta el final del ensayo.



El anillo interno, como en el caso anterior, adquiere esa velocidad en unos 0,0025 segundos (*Figuras 8.11 y 8.12*).

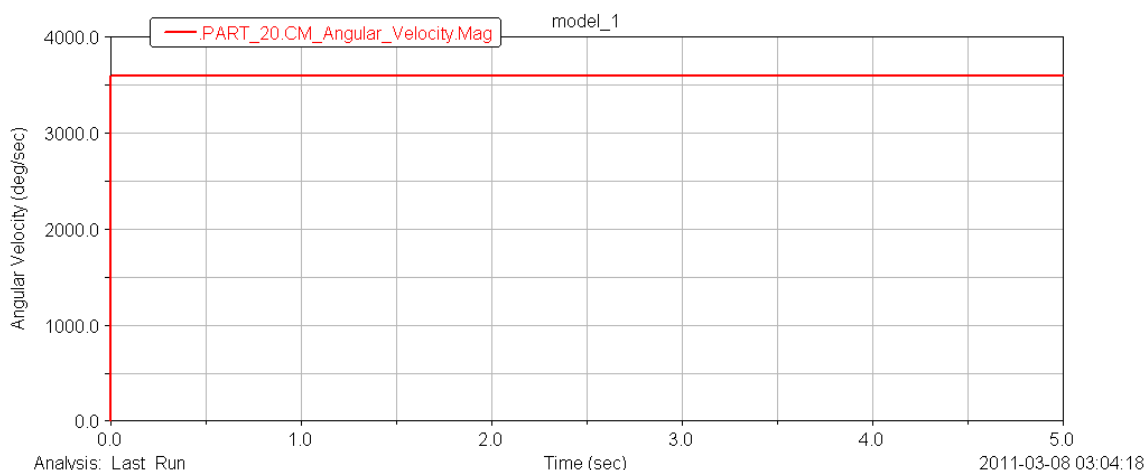


Figura 8.11 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 600 rpm

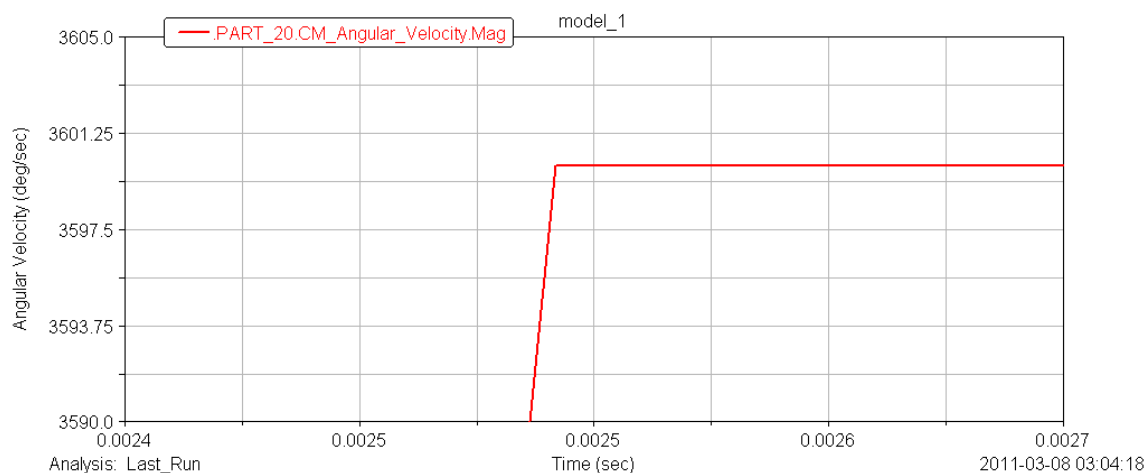


Figura 8.12 Detalle de la gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 600 rpm

Por último, en esta fase del proyecto, se simula el mecanismo con una velocidad del rotor de 33,3 vueltas por segundo, que equivalen a 1998 rpm (aproximadamente unas 2000 rpm), para obtener datos a unas velocidades medias aplicables a máquinas reales (lavadoras, automóviles a bajas revoluciones, etc.).

En este ensayo, tras 54 horas de simulación, se obtienen las siguientes gráficas (Figuras 8.13, 8.14 y 8.15):

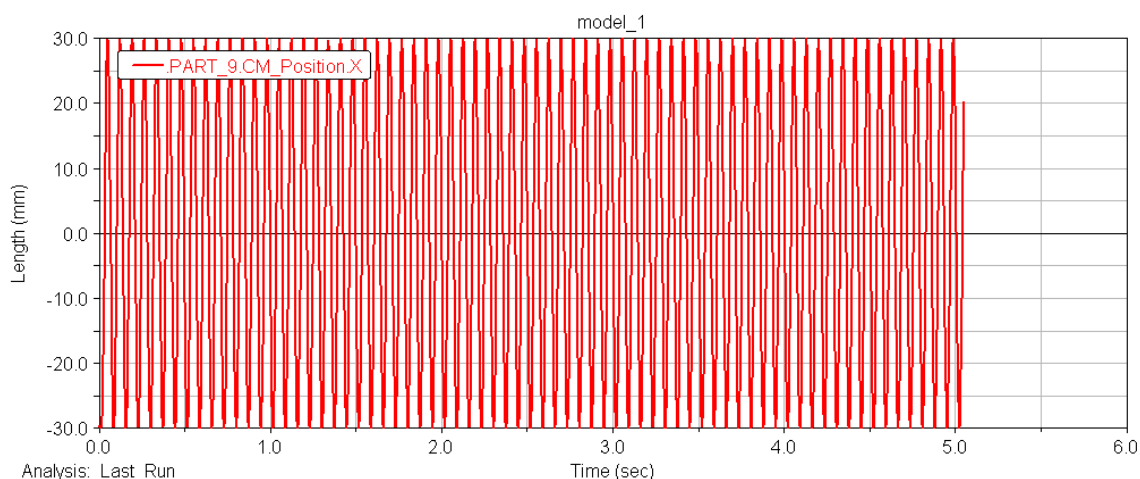


Figura 8.13 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 9 respecto al eje X a una velocidad de 1998 rpm

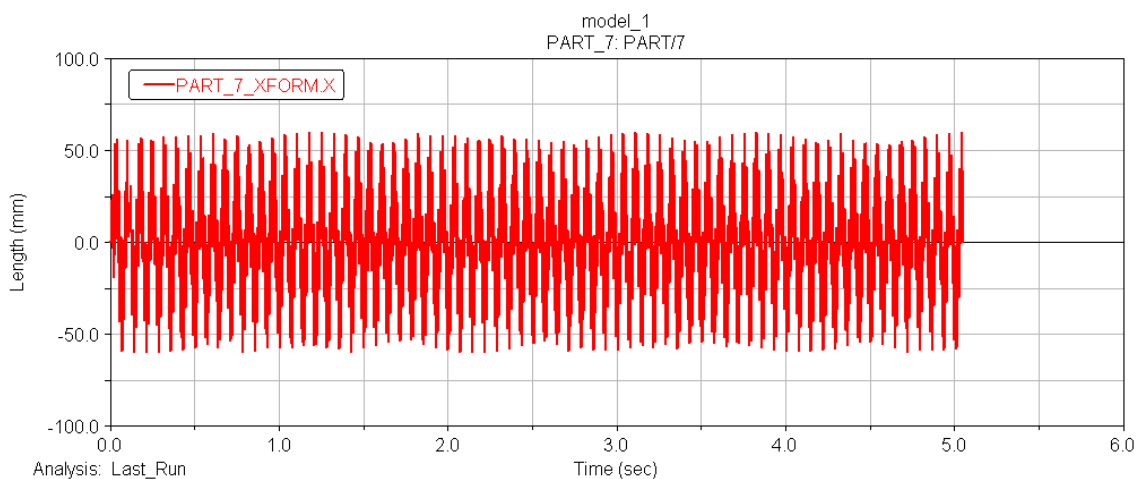


Figura 8.14 Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 7 respecto al eje X a una velocidad de 1998 rpm

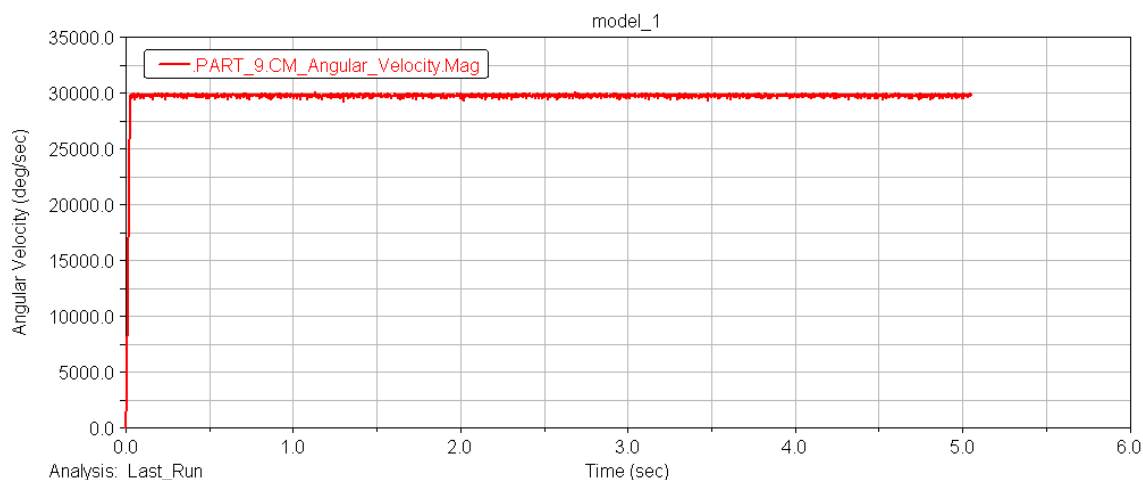


Figura 8.15 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del rodillo 9 en magnitud a una velocidad de 1998 rpm

Se observa el aumento de la frecuencia de giro del rodillo (*Figura 8.13*). Los datos de la gráfica corresponden al rodillo número 9, pero los datos obtenidos en los restantes rodillos son similares.

Se aprecia un aumento en la velocidad angular del rodillo (*Figura 8.14*), llegando esta a estabilizarse en torno a los 30000 grados por segundo, unas 5000 rpm.

Las gráficas correspondientes a la velocidad angular del eje y del anillo interno son las siguientes (*Figuras 8.16 y 8.17*):

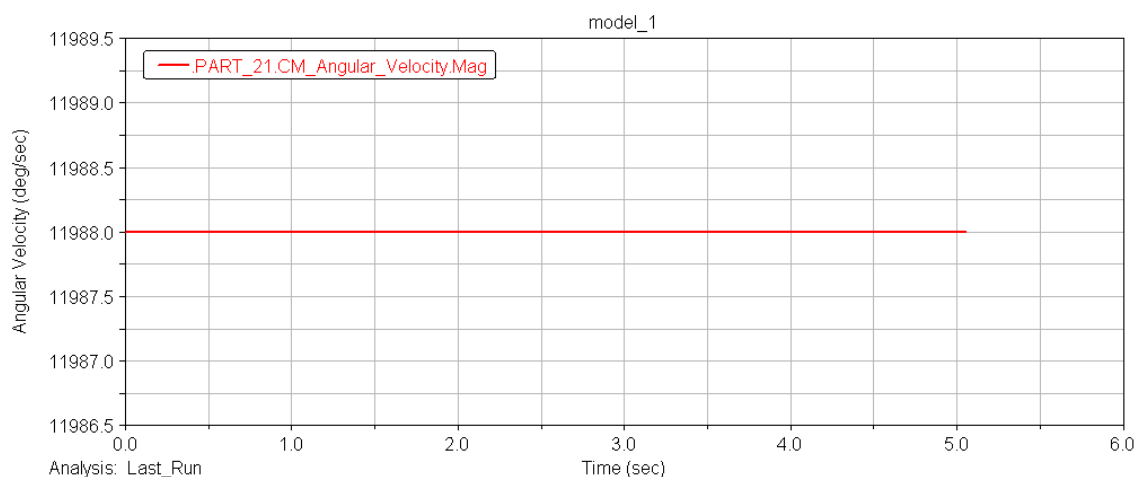


Figura 8.16 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del eje motor en magnitud a una velocidad constante de 1998 rpm

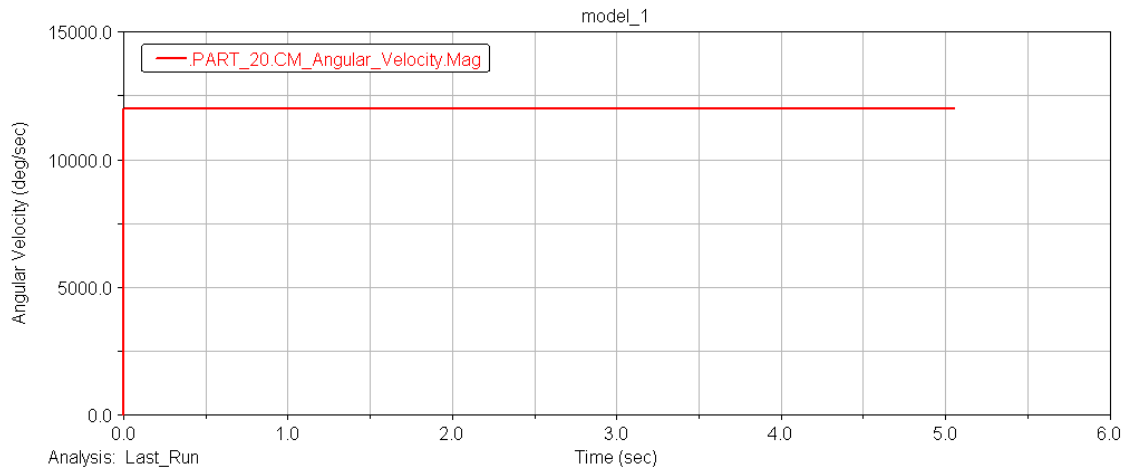


Figura 8.17 Gráfica velocidad angular vs tiempo del centro de masa del anillo interior en magnitud a una velocidad de 1998 rpm

Como en los casos anteriores, la velocidad angular del eje permanece constante a 11988 grados por segundo, que equivalen a 1998 rpm, alrededor de 2000 rpm, y esa misma velocidad es alcanzada por el anillo interior de forma casi inmediata o los 0,0025 segundos de simulación.

Una vez verificado el funcionamiento a bajas y medias velocidades del mecanismo variando los datos del actuador de rotación, donde se ha comprobado que la transmisión del movimiento del eje al resto del mecanismo es casi inmediata, y que el sistema encuentra la velocidad de estabilización de forma instantánea, sin sufrir aceleración previa, se comenzará a introducir defectos en las pistas de rodadura.

8.2 SIMULACIÓN A VELOCIDADES MEDIAS-BAJAS CON DEFECTO EN PISTA DE RODADURA.

Se pasa a analizar el comportamiento del rodamiento a velocidades mucho más elevadas, en comparación, que en el apartado 7.2. Estas simulaciones las realizaremos a distintas velocidades y con distintos tamaños y formas del defecto, en pista interna y pista externa, y se compararan los resultados con los datos obtenidos en los ensayos a bajas revoluciones.

8.2.1 DEFECTO EN ANILLO EXTERNO

8.2.1.1 Tipo bulto

El primero de estos ensayos se realiza a dotando al eje motor de una velocidad de siete vueltas por segundo, velocidad que se consigue introduciendo la función $7 \times 360d \times t$ en el actuador rotacional, como se vio en los ensayos del apartado 8.1. Esto equivale a una velocidad de 420 rpm.

Los coeficientes de rozamientos son los mismos que en todos los ensayos anteriores, $\mu_e = 0,23$ y $\mu_d = 0,16$.

El defecto introducido en el sistema es un pico de radio 0,1 mm, situado en la parte inferior interna del anillo externo, entre los rodillos 7 y 6 en el momento inicial (*Figura 8.18*).

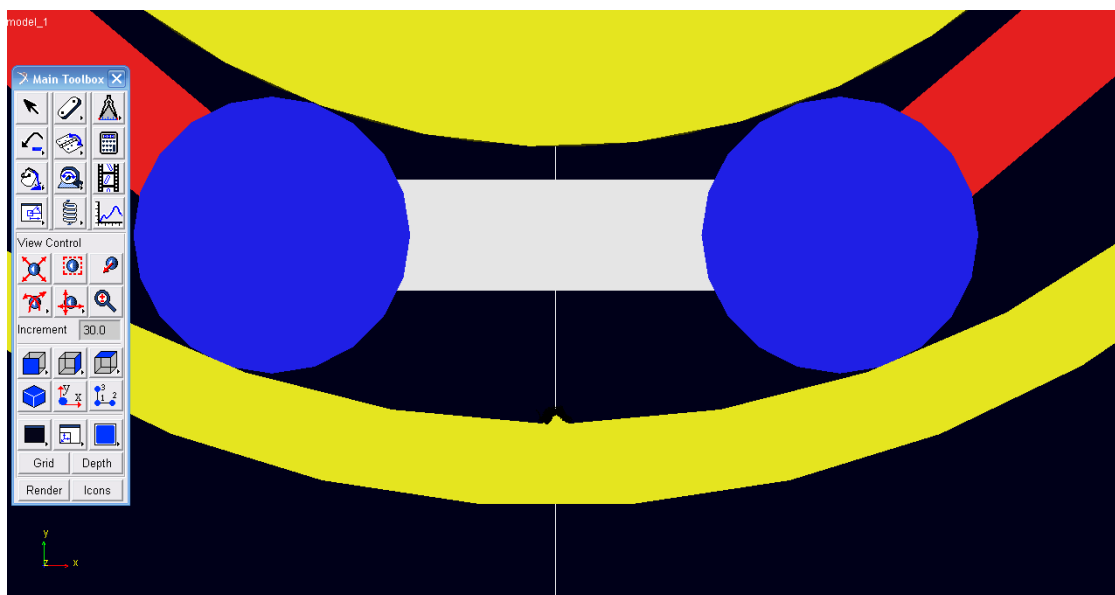


Figura 8.18 Vista de detalle del alzado del rodamiento con bulto circular en pista exterior de 0,1 mm de radio

La simulación corre sin problemas, pero el rodillo número siete, se engancha en el pico y comienza a deslizar, por lo que ninguna de las gráficas obtenidas puede ser tomada en cuenta, ya que el rodamiento no gira.

En el segundo ensayo se aumenta el radio del bulto a 0,4 mm (*Figura 8.19*), permaneciendo la velocidad y coeficientes de rozamiento del ensayo anterior sin modificaciones. El resultado es el mismo, el rodillo número siete se “engancha” en el bulto y comienza a deslizar (*Figura 8.20*).

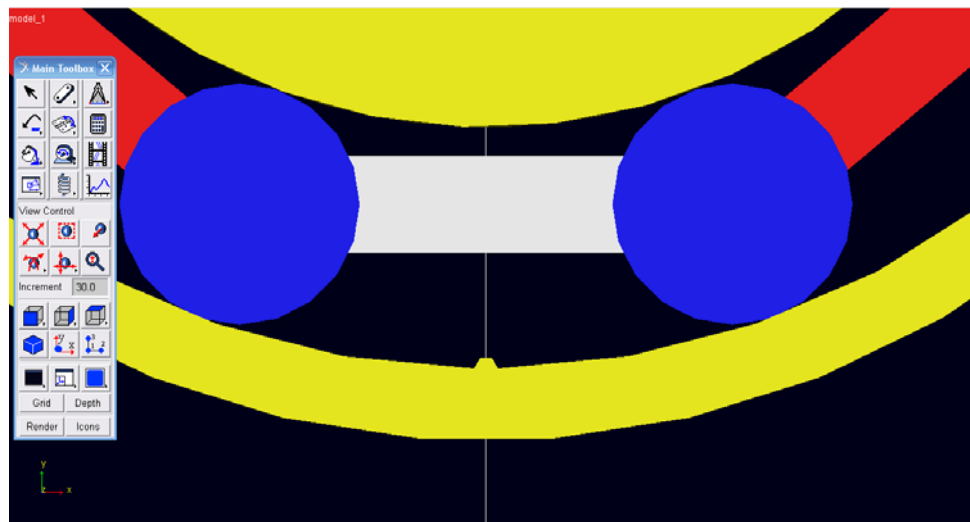


Figura 8.19 Vista de detalle del alzado del rodamiento con bulto circular en pista exterior de 0,4 mm de radio

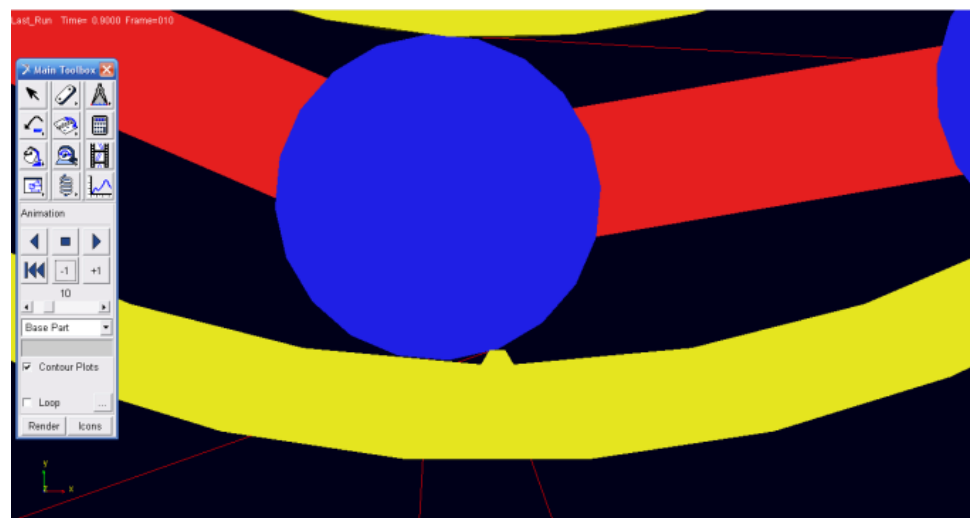


Figura 8.20 Vista de detalle del alzado del rodamiento 7 “enganchado” con bulto circular en pista exterior de 0,4 mm de radio

Se decide entonces eliminar el contacto en el rodillo número siete con el anillo externo y volver a simular. En esta ocasión el primer rodillo dotado de contacto en pasar por el defecto es el número 8, que se topa con el bulto, y lo salta, al llevar mayor inercia en el movimiento al llegar a él desde mayor distancia, con lo que se evitan los enganches de los casos anteriores. Sin embargo, el programa finaliza la simulación en el tiempo 0,86 segundos al no converger la solución entrar el sistema en “look out”.

En las gráficas obtenidas en esa franja temporal no se detecta nada, ya que el tiempo transcurrido de simulación no permite una interpretación de los datos coherente.

Tras varios ensayos más con similares resultados, se opta por continuar con el siguiente tipo de defecto.

8.2.1.2 Tipo muesca

En los siguientes ensayos se prueba con muescas en el anillo externo en lugar de bultos.

El primer ensayo de este bloque, se simula con una velocidad dada por la función $7 \times 360d \times t$, que como ya se ha explicado, equivale a 420 rpm. Los coeficientes de rozamiento no se modifican.

Se practica una muesca en la parte inferior interna del anillo externo, entre los rodillos número siete y seis (*Figura 8.21*), de 1 mm de diámetro, tal y como se hizo para el ensayo a 60 rpm del apartado 7.2.1.1.

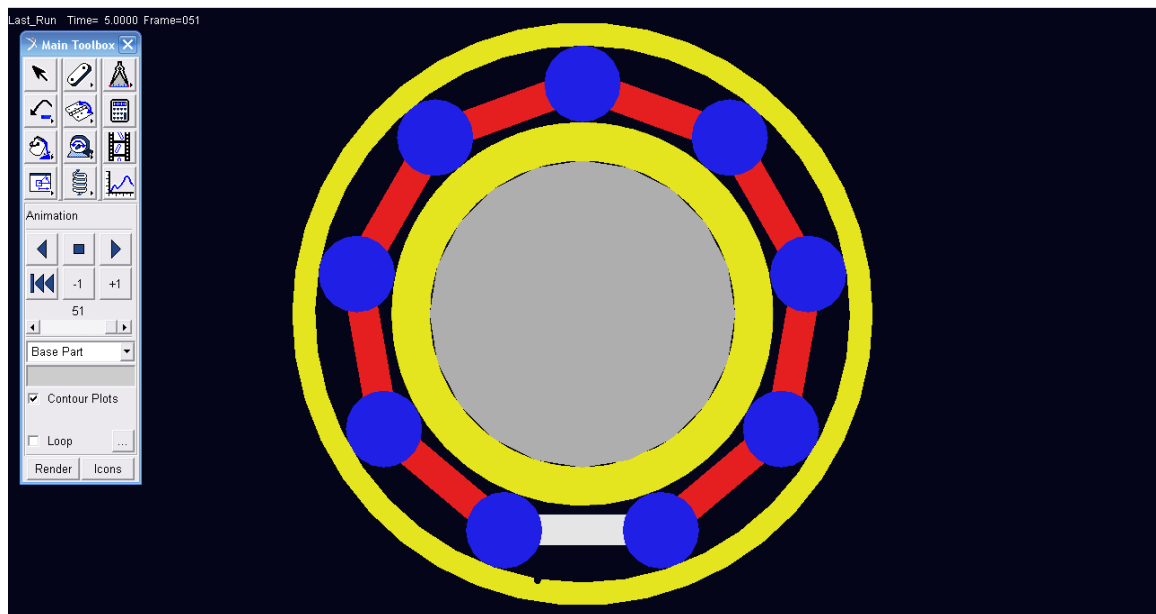


Figura 8.21 Vista del alzado del rodamiento con agujero de 1 mm de diámetro en pista exterior



Se deja correr la simulación durante 6,6873 segundos, obteniéndose en el transcurso de la misma los siguientes datos (*Figuras 8.22 y 8.23*):

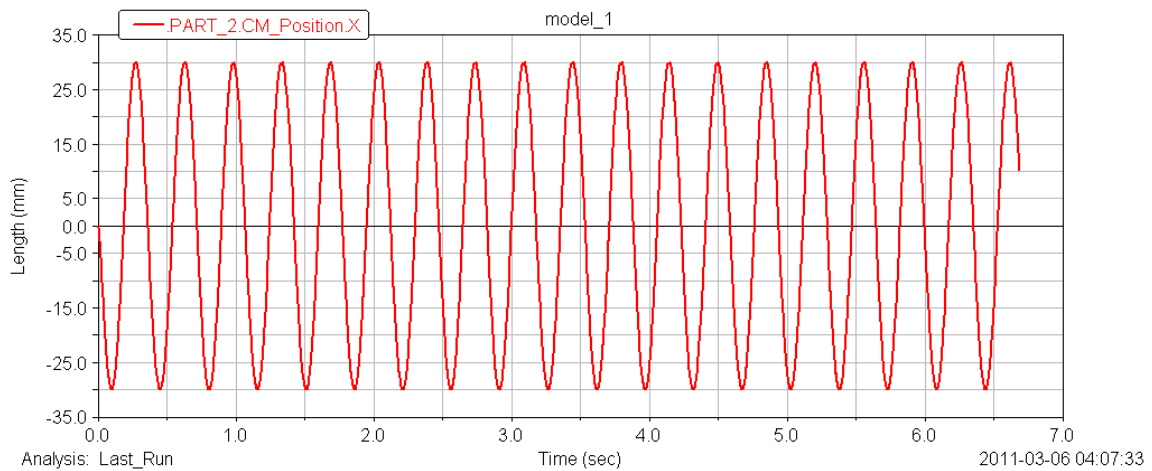


Figura 8.22 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 2 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm.

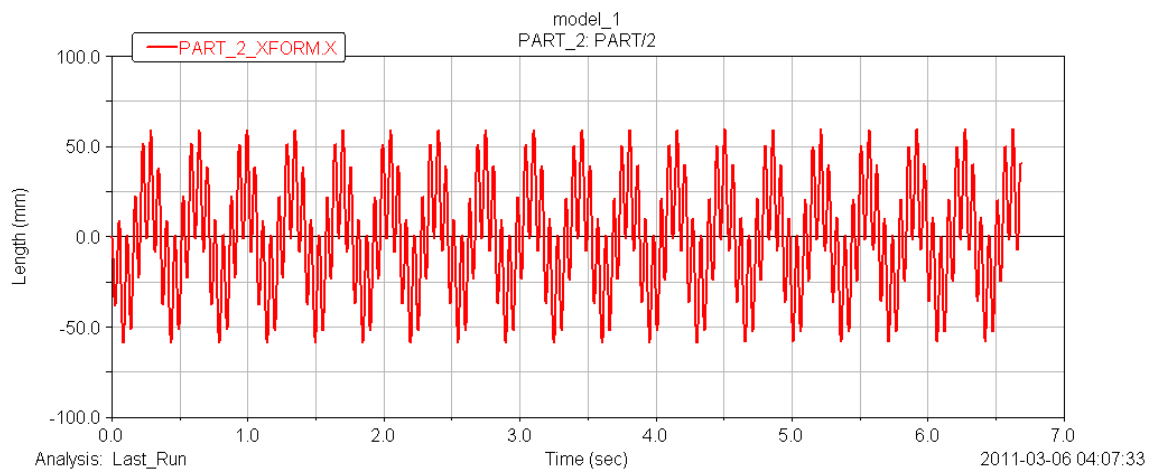


Figura 8.23 Gráfica desplazamiento vs tiempo de un punto de la superficie rodillo 2 respecto al eje X a una velocidad de 420 rpm.

Ni en la gráfica de rodadura del centro de masas del rodillo número 2 respecto al eje X (*Figura 8.20*), ni en la gráfica de movimiento de un punto de la circunferencia del rodillo respecto a X (*Figura 8.21*), se aprecia ninguna distorsión que haga notar la presencia de algún defecto a lo largo de la rodada. Esto pudiera ser debido a la poca resolución de la

gráfica, pues la frecuencia de la función descrita por el centro de masas es demasiado alta con respecto a los números de puntos estudiados, y la escala empleada demasiado alta como para poder percibir un defecto de 0,5 mm que tiene de radio el defecto.

No obstante, algo similar ocurría a muy bajas revoluciones con estos tipos de gráficas, por lo que se hace esencial la visualización de la gráfica del desplazamiento del centro de masas del rodillo en magnitud absoluta.

En la gráfica del movimiento del centro de masas del rodillo número 2 en magnitud (*Figura 8.24*), como ocurría en los casos estudiados a muy bajas revoluciones, se pueden apreciar los picos característicos sobre el ruido de la gráfica que permite detectar el paso del rodillo por la muesca:



Figura 8.24 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 420 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad en pista exterior

De nuevo se puede ver como los picos aparecen apuntando hacia arriba, indicando, como se comprobó en el apartado de bajas velocidades, que el defecto es una muesca y no un bulto, en cuyo caso los picos aparecerían como cotas mínimas y no como máximas.

La amplitud de estos picos, como se dedujo en el capítulo 7, sobre el ruido debido a la fricción, sirve también hacernos una idea aproximada de la profundidad del defecto, en este caso, la amplitud del ruido frente a la amplitud de la perturbación causada por el defecto, es mucho menos acentuada que a muy bajas velocidades, debido, como es obvio, a la velocidad que alcanza el rodillo. La amplitud del ruido oscila entre 31,60 mm y 31,65 mm, lo que nos deja una altura del ruido de 0,05 mm. Por otra parte, el máximo que alcanzan los picos es de 31,69 mm, lo que nos deja una altura del pico sobre el ruido de 0,04 mm.

En el siguiente ensayo, se aumenta el radio de la muesca a $3 \times 0,6 \times 20$ mm, manteniendo las demás variables en los mismos valores que en el ensayo anterior (velocidad angular definida por la función $7 \times 360d \times t$, y coeficientes dinámico y estático de fricción entre rodillos y anillos en 0,16 y 0,23 respectivamente).

El sistema simula sin fallos de cálculo, pero el rodillo número 7 se encaja en la muesca en $t = 0,02$ s, y comienza a deslizar en ella hasta el final de la simulación (Figura 8.25).

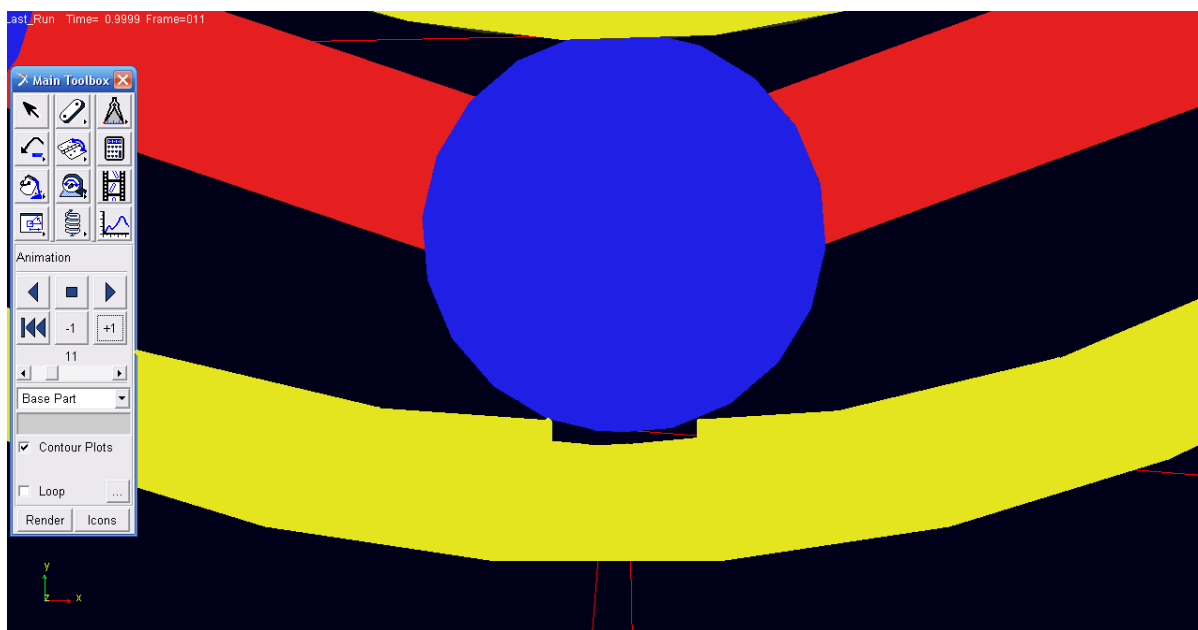


Figura 8.25 Vista de detalle del alzado del rodamiento 7 encajado en la muesca rectangular en pista exterior de $3 \times 0.6 \times 20$ mm

Se opta por volver a simular en las mismas condiciones pero quitando el contacto en el rodillo número siete para dotar de mayor inercia al movimiento del sistema antes de que un rodillo entre en contacto con la muesca.

El mecanismo gira, pero en $t = 2,5$ s hay un fallo de convergencia y se detiene la simulación.

En la siguiente prueba se intenta simular con un radio de muesca $r = 1$ mm, y mismas condiciones iniciales que en los casos anteriores, y dotando de nuevo de contacto al rodillo 7. De nuevo el sistema corre los cinco segundos sin problemas, pero el rodillo número siete, como en el caso anterior, se encaja en la muesca y el anillo interior comienza a deslizar por los rodillos.



Se decide aumentar el coeficiente de rozamiento estático entre el eje y el anillo interior a 0,6 y volver a simular con el resto de parámetros inalterados, y el rodamiento gira hasta que el rodillo número 2 se encaja en la muesca y se repite la situación del ensayo anterior.

Tras todas estas simulaciones infructuosas, se opta por simular el primer defecto, de radio 0,05 mm, a mayor velocidad, volviendo a las condiciones iniciales de contacto.

Se simula a 1998 rpm, pero la amplitud del ruido en ambos casos hace imposible diferenciar los picos debidos al defecto de los que no lo son (*Figura 8.26*).

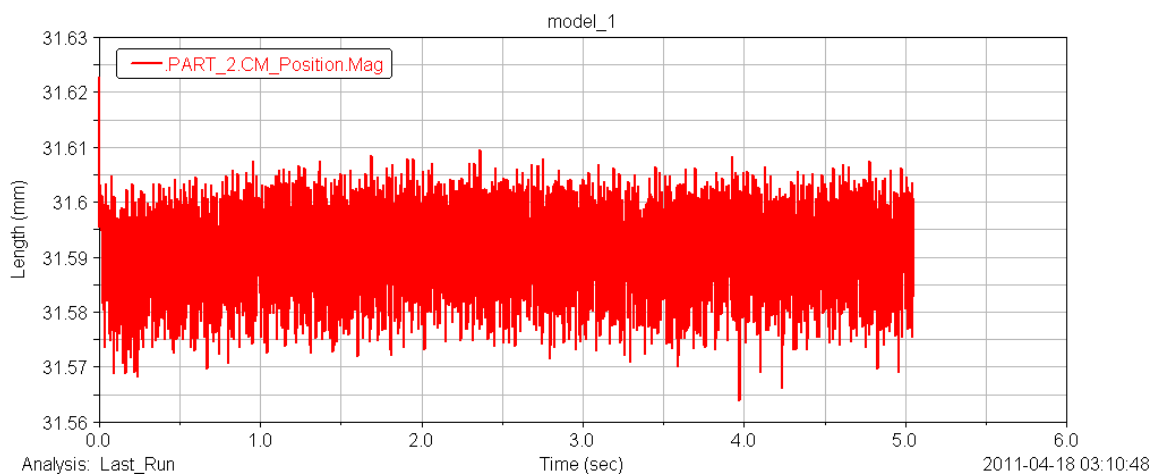


Figura 8.26 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 1998rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad en pista exterior

Al ser patente el hecho de que a mayor velocidad de giro, mayor tamaño de la muesca necesitamos para poder distinguir visualmente el ruido de los picos debidos al defecto, se utiliza el modelo irregular de muesca en anillo exterior del apartado 7 (*Ver figura 7.14*), para simular con las condiciones de contacto que se utilizaron para la simulación a 60 rpm, pero aumentando la velocidad hasta 1998 rpm.

La simulación tarda alrededor de 56 horas, sin que ocurra ningún error fatal en el desarrollo de la misma, hasta $t = 3,089$ s, donde la simulación se detiene. Aunque no se completan los cinco segundos de simulación, los datos obtenidos en esta simulación son interesantes, como se puede apreciar en las siguientes gráficas (*Figuras 8.27 y 8.28*):

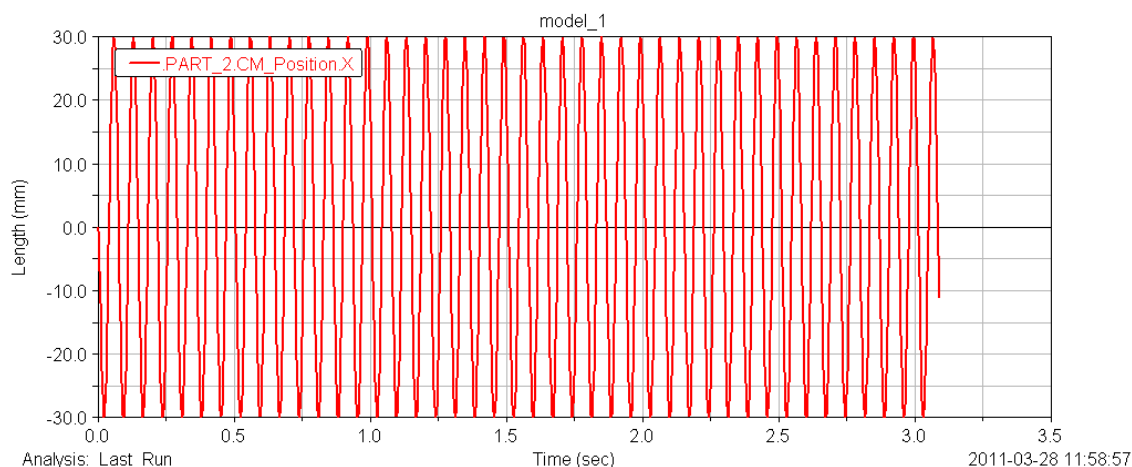


Figura 8.27 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas de rodillo 2 respecto al eje X a una velocidad de 1998 rpm

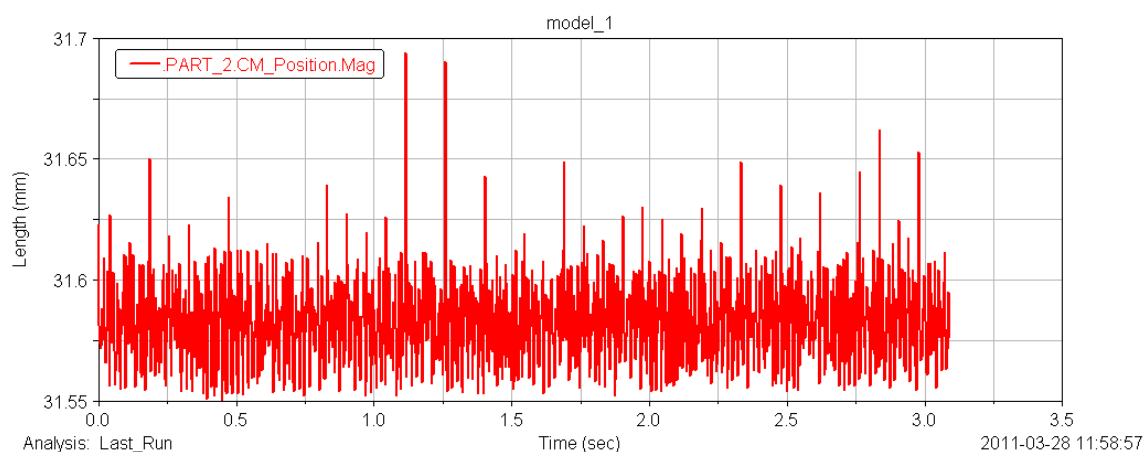


Figura 8.28 Gráfica desplazamiento vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 1998 rpm con defecto irregular de 0,5 mm de profundidad máxima en pista exterior

Se puede ver el aumento de la velocidad de giro en la gráfica que muestra la *Figura 8.25*. Esta gráfica sirve sobre todo para marcar la frecuencia de paso del rodillo, que es de 0,07 s aproximadamente. Este dato ayudará a la hora de establecer donde deberían estar situados los picos, o al menos a cada cuanto debería de aparecer un pico después de otro.

En la *Figura 8.26*, se observan los picos que genera el rodillo a su paso por el defecto. Hay que fijarse que, según lo comentado en el párrafo anterior, faltan picos en ciertas zonas donde debieran de aparecer por el paso por el defecto del rodillo. Se miden a simple vista



unos 30 picos cuando el rodillo da unas cuarenta vueltas, por lo que se deduce que alguno de los picos es demasiado pequeño como para poder sobresalir del ruido de la gráfica.

Al tener este una forma irregular, los picos presentan una altura que oscila entre 31,617 a 31,69 mm. El ruido oscila entre 31,55 mm y 31,61 mm, luego existen picos que no sobresalen más de 0,007 mm sobre el ruido, lo que les hace prácticamente inapreciables.

Por otra parte, el pico máximo sobresaldría unos 0,08 mm, cuando la muesca sólo tiene 5mm de profundidad máxima.

8.2.2 DEFECTO EN ANILLO INTERNO

8.2.2.1 Tipo bulto

Siguiendo el proceso del apartado anterior, se simulan los casos que se trataron a muy bajas revoluciones, y se aumenta la velocidad de giro.

En este caso, las simulaciones para muy bajas revoluciones se realizaron para defecto de bulto de 0,4 mm de radio (*Ver figura 7.30*) y para bulto de 0,1 mm (*Ver figura 7.33*).

Sin embargo, la simulación para el defecto de 0,4 mm de radio, se aborta antes de llegar a $t = 0,1$ s, sin aportar ninguna gráfica útil.

No varía mucho el resultado para el defecto de 0,1 mm, ya que la simulación se detiene en $t = 0,3973$ s, por lo que no se consiguen simulaciones válidas para este tipo de defecto a velocidad media.

8.2.2.2 Tipo muesca

En la simulación que se realiza en este apartado, se practica una muesca de diámetro 1mm en la parte superior izquierda (*Ver figura 7.27*) mediante la operación booleana cortar sólido. Se redefinen los contactos del sistema y se simula a una velocidad de 420 rpm.

La simulación corre hasta los 5 segundos sin sufrir ningún error. Los datos obtenidos del programa no indican la presencia de ningún defecto.

En la gráfica de la velocidad frente al tiempo del centro de masas del rodillo 2 (*Figura 8.29*) y del resto de rodillos presenta, no obstante, picos de velocidad a intervalos más o menos constantes, que podrían deberse al paso del rodillo por el defecto, pero a falta de otras gráficas más interpretables, se considera que no se consigue simular este tipo de defecto a velocidades medias.

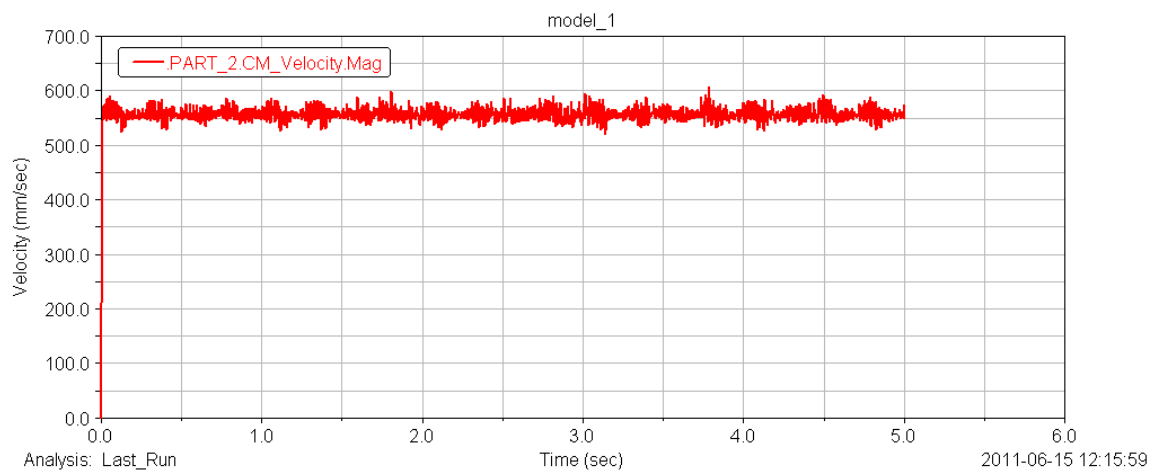


Figura 8.29 Gráfica velocidad vs tiempo del centro de masas rodillo 2 en magnitud absoluta a una velocidad de 420 rpm con defecto de diámetro 1 mm en pista interior





9. COMPARACIÓN DE RESULTADOS: BAJA VELOCIDAD VS MEDIA VELOCIDAD



9.1 COMPARACIÓN PARA DEFECTO EN ANILLO INTERIOR

En este capítulo sólo se compararán los resultados obtenidos en las simulaciones con defectos en la pista de rodadura exterior, ya que para las simulaciones con defecto en la pista interior no se han obtenido datos suficientes como para poder medir y comparar las señales obtenidas a muy baja velocidad con las obtenidas a velocidades medias.

Se compararán, pues, el tamaño de las señales obtenidas a muy baja velocidad con las obtenidas a media, según el tipo de defecto y el tamaño del mismo.

9.1.1 DEFECTOS TIPO BULTO

Como se vio en el capítulo anterior, el defecto tipo bulto sólo se logró simular a muy bajas revoluciones.

En la *Figura 7.23*, se muestra la señal para un defecto de bulto de 0,2 mm de radio por 20 mm de profundo, para una velocidad de 60 rpm. El ruido mínimo tiene una cota de 31,55 mm, y los picos alcanzan 31,37 mm y 31,41 mm.

Solamente hay dos picos porque el rodillo sólo pasa dos veces por el defecto a lo largo de la simulación. La altura sobre el ruido en valor absoluto del pico medio se haya calculando:

$$31,55 - ((31,37 + 31,41) / 2) = \mathbf{0,16 \text{ mm}}$$

9.1.2 DEFECTOS TIPO MUESCA

En el caso del defecto tipo muesca en la pista de rodadura exterior, se tienen cuatro casos en los que se han obtenido datos de interés en las simulaciones.

9.1.2.1 A muy bajas revoluciones

De la *Figura 7.15*, que muestra la señal para una muesca rectangular de 3 x 0,6 mm por 20mm de profundo, a 60 rpm, se obtiene dos picos máximos debidos al paso del rodillo por el defecto. El primero con una cota de 31.79 mm y el segundo con una de 31,75 mm. El ruido máximo es de 31,625 mm

De manera análoga al apartado anterior, se calcula la altura del valor medio entre los valores de los picos sobre la altura máxima del ruido:

$$-31,625 + ((31,79 + 31,5) / 2) = \mathbf{0,145 \text{ mm}}$$

De la *Figura 7.18*, que muestra la señal para una muesca irregular de una profundidad máxima de 0,5 mm, a 60 rpm, se obtienen:



Cotas de los picos: 32,02 mm, 31,98 mm, 31,95 mm.

Cota máxima del ruido: 31,625 mm.

Se calcula la altura media de la señal sobre el ruido:

$$((32,02 + 31,98 + 31,95) / 3) - 31,625 = \mathbf{0,358 \text{ mm}}$$

9.1.2.2 A velocidades medias-bajas

De la *Figura 8.24*, correspondiente a una señal para un defecto irregular de profundidad máxima 0,5 mm, para una velocidad de 420 rpm, se obtienen:

Cotas de los picos: 31,685 mm, 31,685 mm, 31,682 mm, 31,681 mm, 31,678 mm, 31,665 mm, 31,665 mm, 31,680 mm, 31,665 mm, 31,674 mm, 31,684 mm, 31,689 mm.

Cota máxima del ruido: 31,627 mm

Se calcula la altura media de la señal sobre el ruido:

$$(\sum \text{cotas picos} / n^{\circ} \text{cotas}) - 31,627 = \mathbf{0,0507 \text{ mm}}$$

De la *figura 8.28* correspondiente a una señal para un defecto irregular de profundidad máxima 0,5 mm, para una velocidad de 1998 rpm, se obtienen:

Cotas de los picos: 31,625 mm, 31,65 mm, 31,69 mm, 31,68 mm, 31,65 mm, 31,65 mm, 31,66 mm, 31,67 mm, 31,64 mm, 31,63 mm.

Cota máxima del ruido: 31,615 mm

$$(\sum \text{cotas picos} / n^{\circ} \text{cotas}) - 31,615 = \mathbf{0,0395 \text{ mm}}$$

Los datos calculados se resumen en la *Tabla IV*.

Como se puede apreciar, aunque las señales presenten picos máximos con cotas relativamente muy altas comparadas con la cota máxima del ruido, al calcular la cota media de los picos de cada señal y compararla con la cota máxima del ruido, se comprueba que cuanto mayor es la velocidad de giro, menos apreciables son las vibraciones causadas por el impacto del rodillo a su paso por el defecto en comparación con las vibraciones causadas por la fricción entre la pista de rodadura y el propio rodillo al rodar por ella.



Tabla IV. Cuadro resumen del tamaño en mm de la amplitud de las señales de paso del rodillo por el defecto en las gráficas de desplazamiento vs tiempo del centro de masas del rodillo en magnitud absoluta

	MUY BAJAS VELOCIDADES		VELOCIDADES MEDIAS			
	60 rpm		420 rpm		1998 rpm	
DEFECTO ANILLO EXTERIOR	Tipo muesca	Tipo bulto	Tipo muesca	Tipo bulto	Tipo muesca	Tipo bulto
Circular R=0,2mm		0,16mm				
Rectangular 3 x 0,6 mm	0,145mm					
Irregular max. Prof 0,5 mm	0,358 mm		0,0507mm		0,0395mm	

En la *Figura 9.1* se muestra una representación gráfica de los resultados obtenidos para las distintas amplitudes de señal para un defecto irregular de profundidad máxima de 0,5 mm.

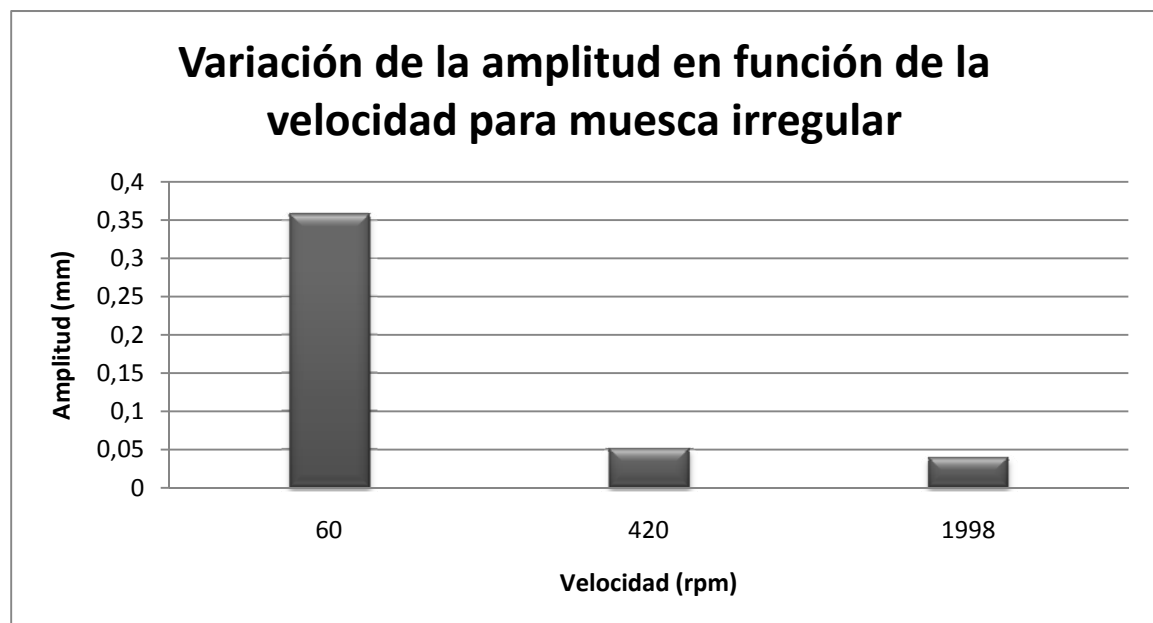


Figura 9.1 Gráfica de barras que representa las amplitudes obtenidas para un defecto de muesca irregular para las distintas velocidades simuladas



10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS



10.1 CONCLUSIONES

Llegados al final de este trabajo se puede afirmar que el objetivo principal de este Proyecto Fin de Carrera, el modelado y simulación de sistemas de rodamiento con inclusión de defecto en pista de rodadura empleando el software MSC.Adams, se ha cumplido satisfactoriamente.

La primera aportación de este proyecto es que se ha creado documentación útil para obtener un mayor conocimiento del software MSC.Adams y que faciliten sus usos futuros en otros trabajos relacionados con este proyecto o para distintos estudios. Se comprueba con este trabajo que el software MSC.Adams posibilita realizar estudios aplicados a sistemas de rodamiento con inclusión de defectos en pista de rodadura, probando su viabilidad con dos modelos de rodamiento multi-cuerpo.

El modelo de rodamiento aportado se basa en un rodamiento de 9 rodillos cilíndricos de medidas libres. Para su modelado, se siguió un proceso iterativo de procesado con el que a cada paso significativo se le realizaban controles, como el análisis de estabilidad. Una vez se consiguió un modelo robusto, se hizo un amplio estudio para averiguar el comportamiento del modelo ante la inclusión de defectos en pista de rodadura.

Los procesos de simulación consistían en variaciones en el modelo de jaula, variaciones en el sistema de transmisión de movimiento, variación del tipo de defecto al que se somete la pista de rodadura, del tamaño del defecto, y variación del lugar de aplicación del defecto (bien en pista de rodadura interna o bien en la externa)

Estas simulaciones se repartieron en dos grandes bloques: simulación a muy bajas revoluciones, y simulación a medias-bajas revoluciones. A su vez, en cada bloque se subdividieron las simulaciones según si existía inclusión de defecto o no, según la pista de rodadura donde se aplicara y según el tipo de defecto aplicado.

Los resultados obtenidos del modelo de rodamiento de nueve rodillos cilíndricos de medidas libres nos indican que:

- El rodamiento se estabiliza a una velocidad angular mayor según se incrementa el valor del actuador rotacional.
- Si el movimiento es inducido por par, en el mismo periodo de tiempo, la velocidad alcanzada es mayor cuanto mayor es el par aplicado, por lo que en caso de estabilizarse la velocidad, se deduce que lo haría en un valor mayor cuanto mayor fuera el par aplicado.
- El comportamiento del rodamiento con una jaula de barras es más estable que el registrado con una jaula de muelles, aún aumentando la rigidez de los muelles que la conforman.



- El comportamiento del programa ante supuestos alejados de la realidad, como incluir defectos geoméricamente simétricos, es errático, como se comprueba a en las simulaciones con defectos rectangulares y cilíndricos.
- Frente a casos más realísticos, como la inclusión de defectos de geometría irregular, el programa se comporta mucho mejor.
- Los resultados obtenidos para simulaciones a muy bajas velocidades y los obtenidos a velocidades medias, son similares entre sí en aquellos casos más cercanos a la realidad.
- Al aumentar la velocidad, la señal registrada del paso del rodillo cilíndrico por el defecto tiene una amplitud menor frente a la amplitud del ruido causado por la fricción entre el elemento rodante y la pista de rodadura.

Como conclusión final, dada la fase experimental en la que se incluyen los supuestos simulados en este proyecto, se recomienda continuar ahondando en el estudio del comportamiento del programa MSC.ADAMS en todos aquellos casos para los que las simulaciones efectuadas han tenido un comportamiento más errático. No obstante, el programa ha resultado válido para aquellos supuestos alejados de condiciones simétricas en el defecto, por lo que también se recomienda continuar investigando el comportamiento del programa para otros supuestos distintos a los presentados en este estudio, siempre y cuando las condiciones sean cercanas a la realidad.



10.2 TRABAJOS FUTUROS

Como líneas de mejora, se proponen como evoluciones futuras:

- El modelo está adaptado a la realización de simulaciones en un rodamiento de 9 rodamientos cilíndricos. Se propone la extensión de las simulaciones para analizar el comportamiento de los modelos con rodamientos de dimensiones alejadas del caso estudiado.
- Inclusión de defectos en los elementos rodantes.
- Estudio dinámico del modelo de rodamiento sometido a diferentes cargas, tanto radial como axial.
- Simulación de defectos en pista de rodadura para modelo de rodamiento axial.
- Simulación de defectos en pista de rodadura para rodamientos de bolas.
- Simulación del modelo variando las propiedades elásticas de los materiales que lo conforman.



11. PRESUPUESTO



Se expone a continuación un pequeño desglose de las actividades, equipos y personal que han sido utilizadas o han colaborado en la realización de este proyecto, detallándose con información económica y temporal, con objeto de ofrecer un presupuesto que pueda servir como indicador del coste del proyecto (*Tabla V*). El desglose de costes se ha dividido en cuatro grupos:

- Personal: Estimación del coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. En este caso, como Ingeniero Senior, el tutor del proyecto, Higinio Rubio Alonso y el autor del proyecto, Alejandro Hernández Fraile, como Ingeniero.
- Equipos: Se estima la amortización del conjunto de equipos utilizados para la realización del proyecto: PC de sobremesa, y licencias de software MSC.Adams y Office 2007.
- Subcontratación: Apartado en el que se desglosan todas las tareas que requieran de subcontratación a empresas externas. En este caso, todo ha sido realizado sin llevar a cabo esta práctica, por lo que queda en blanco.
- Resto de costes directos: Se establece en este apartado los costes generales que faltan por detallar, tales como dietas, viajes, materiales fungibles, coste de impresión...



Tabla V Desglose del presupuesto



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
Escuela Politécnica Superior

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

1.- Autor:

Alejandro Hernández Fraile

2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del Proyecto:

Título: Modelado, Simulación y Análisis con MSC. ADAMS.
Aplicación a Rodamientos con Defecto en una Pista de Rodadura

Duración (meses): 6

Tasa de costes indirectos: 10 %

4.- Presupuesto Total del Proyecto (valores en Euros):

24.149

5.- Desglose presupuestario (costes directos):

PERSONAL

Apellidos y Nombre	N.I.F.	Categoría	Dedicación (hombres mes) ¹	Coste hombre mes	Coste (Euros)
Rubio Alonso, Higinio		Ingeniero Senior	0,6	4.289,54	2.573,72
Hernández Fraile, Alejandro		Ingeniero	5,4	2.694,39	14.549,71
Hombres mes 5,4				Total	17.123,43

¹ 1 Hombre mes = 131,25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres mes (1575 horas).
Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8,8 hombres mes (1.155 horas).



EQUIPOS

Descripción	Coste (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Período de depreciación	Coste imputable ²
PC Sobremesa	800,00	100	6	40	120,00
MSC ADAMS	15.000,00	80	5	15	4.000,00
Software Office	149,90	20	1	72	0,42
Total					4.120,42

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS

Descripción	Empresa	Coste imputable
No aplica		
Total		0,00

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO³

Descripción	Empresa	Costes imputables
Desplazamientos	Universidad Carlos III de Madrid	300,00
Impresión de documentos		400,00
Soporte informático		10,00
Total		710,00

² Fórmula de cálculo de la Amortización:

A = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado

B = período de depreciación (60 meses)

$A/B \times C \times D$ C = coste del equipo (sin IVA)

D = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

³ Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungible, viajes, dietas, etc.



RESUMEN DE COSTES

	Presupuesto Costes Totales
Personal	17.123
Amortización	4.120
Subcontratación de tareas	0
Costes de funcionamiento	710
Costes Indirectos	2.195
	Total
	24.149





12. BIBLIOGRAFÍA



LIBROS Y PUBLICACIONES

- [1] Harris, Tedric A. *Rolling bearing analysis*. John Wiley & Sons. 4a ed. 1086 pp. New York, 2001. ISBN: 0471354570.
- [2] Joseph Edward Shigley/John Joseph Uicker, *Teoría de máquinas y mecanismos*. Jr. Mc Graw Hill. 1995.
- [3] FAG rodamientos. *Catálogo WL 41/520 3SB*. Sant Cugat del Vallès (Barcelona). Edición del año 2000.
- [4] SKF. *Catálogo general. Edición de Taller*. Impreso en Suecia. Mayo 2006.
- [5] García Barreiro; José Luis. *Modelo dinámico de rodamiento. Aplicación informática SIMROD*. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2010.
- [6] Redondo Perales; Alejandro. *Análisis y simulación del comportamiento del robot bípedo PASIBOT*. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2009.
- [7] Laniado Jacome; Edwin. *Modelo de rodamiento utilizando técnica M.E.S. Aplicación al estudio del deslizamiento en la zona de carga*. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2008.
- [8] Marín López, José María. *Análisis y caracterización holista de un sistema rotativo complejo*. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2009.
- [9] Rubio Alonso, Higinio. *Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones*. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2003.
- [10] Sánchez Martín, Andrés. *Aplicación de técnicas de análisis de vibración en la diagnosis del grado de defecto de un elemento mecánico*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2002.
- [11] García-Prada J. C., Rubio H., Castejón C. *Analytical model of rolling bearing studying ball-race contact for predictive maintenance*. Multibody Dynamics 2005, ECCOMAS Thematic Conference. Madrid, Spain, 21–24 June 2005.
- [12] Rubio Alonso, Higinio. Apuntes de la asignatura *Diseño Mecánico* (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Leganés). Curso 2010-2011.



- [13] Tarancón Olleto, Carlos. *Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC. Adams. Aplicación a Sistemas de Rodamiento*. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.

RECURSOS ELECTRÓNICOS

- [1] CARNEGIE MELLON UNIVERSITY. MECHANICAL ENGINEERING. Manual de Adams. (Último acceso en junio 2011)
<http://www.me.cmu.edu/undergrad/adams/adams.htm>
- [2] UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE. Departamento de Ingeniería Mecánica. Fabricación Asistida por computador. Simulación dinámica Adams. (Último acceso en marzo 2011)
http://isa.umh.es/asignaturas/fac/bloque3_adams1.pdf
- [3] HOCHSCHULE OSNABRÜCK. University of Applied Sciences. (Último acceso en mayo 2011)
http://ti.mb.fh-osnabrueck.de/adamshelp/mergedProjects/view_hlp/view_hlp.htm

